



**DEPARTMENT
OF
CHEMICAL ENGINEERING**

AVDELNINGEN FÖR KEMISK APPARATTEKNIK

**LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY
LUND – SWEDEN**

**KOKNING I TRÄNGA KANALER
MED TILLÄMPNING PÅ INDUNSTNING**

AV

LENNART PERSSON

Lund.
—

1981

KOKNING I TRANGA KANALER MED TILLÄMPNING PÅ
INDUNSTNING

LENNART PERSSON
CI, MLM

Avhandling för teknisk doktorsexamen

Avhandlingen kommer att försvaras vid en offentlig disputation
i sal C, Kemicentrum, Lund, Fredagen den 20 Mars 1981, kl 1015.
Fakultetsopponent: Dr Lars Olausson
Avhandlingsexaminator: Prof Roland Wimmerstedt
Avhandlingen försvaras på svenska .

LUND 1981



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41553424_0003

LUTKDH/(TKKA-1001)/1-9/(1981)

KOKNING I TRÅNGA KANALER MED TILLÄMP-
NING PÅ INDUNSTNING

LENNART PERSSON



AVDELNINGEN FÖR KEMISK APPARATTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
LUND

DISPUTATION
MARS 1981



Organization
LUND UNIVERSITY
Chemical Engineering
Chemical Center, P.O.B. 740
S-220 07 LUND 7, SWEDEN

Document name
DOCTORAL DISSERTATION

Date of issue
January 81

CODEN:
LUTKDH/(TKKA-1001)/1-9/(1981)

Author(s)
Lennart Persson

sponsoring organization

Title and subtitle
Boiling in narrow channels for evaporation applications

Abstract

Evaporators utilizing narrow boiling channels - hydraulic diameter around 5 mm - can be an alternative to rotary film evaporators, inferiorly working falling film evaporators or to the first stage of drying. Two types of calandrias have been studied: externally heated tubes having a diameter of 5/6 mm and a length of 0.3-0.75 m, plate heat exchanger with herring bone corrugated plates having a heating surface of 0.12 m² per plate. Experiments were done in pilot plants using primarily water and sugar solutions.

Distributed models were simulated on a computer. In the tube case literature correlations were used in comparisons with experimental data. The model underpredicted the overall heat transfer coefficient due to deficiencies in the two-phase correlations. In the plate case new correlations for two-phase flow were developed, whereby a postulated similarity with throttling devices was confirmed.

Practical aspects such as concentration of heat sensitive products, multi-stage operation etc have been considered. A new plate evaporator design is proposed as a result of merging experiences gained from both types of channels.

Key words

milch, dry out, critical flow

Classification system and/or index terms (if any)

Supplementary bibliographical information

Language
Swedish

ISSN and key title

ISBN

Recipient's notes

Number of pages

Price

Security classification

Distribution by (name and address) Department of Chemical Engineering, Chemical Center
P.O.B. 740, S-220 07 LUND 7, SWEDEN

I, the undersigned, being the copyright owner of the abstract of the above-mentioned dissertation, hereby grant to all reference sources permission to publish and disseminate the abstract of the above-mentioned dissertation.

Signature _____

Date _____

KOKNING I TRÄNGA KANALER MED TILLÄMPNING PÅ INDUNSTNING

Lennart Persson, Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund

Denna avhandling utgöres av denna sammanfattning och följande rapporter, som i fortsättningen refereras till med romerska siffror enligt nedan.

I Persson, L

Klentubsindunstaren - en experimentell och teoretisk undersökning
Rapport LUTKDH/(TKKA-3002)/1-76/(1978), Avd Kem App Tek, Lunds Tekniska Högskola, Lund

II Persson, L

Plattindunstare med korrugerade plattor - en experimentell och teoretisk undersökning
Rapport LUTKDH/(TKKA-3009)/1-67/(1980), Avd Kem App Tek, Lunds Tekniska Högskola, Lund

INLEDNING

Indunstning är en kemiteknisk enhetsoperation för koncentrerings av lösningar genom bortkokning av lösningsmedlet. Viktiga områden är cellulosa- och livsmedelindustrin samt havsvattenavsaltning. Indunstningen är i sig själv energikrävande, men hänsyn måste tas även till eventuell efterföljande behandling av koncentratet. Torkning, men även bränning, företer i regel sämre energiekonomi än indunstning i minst två steg eller med mekanisk ångkompression. Indunstning i traditionell apparatur - stigfilm eller fallfilm - är utrymmeskrävande och vid vissa produkter och koncentrationer ineffektiv eller helt omöjlig. Vanliga problem är beläggning av värmeytan, skumning, försämring av produktkvalitet, dåliga värmeöverföringsegenskaper hos produkten. Specialindunstare med snabbt roterande värmeyta eller med mekanisk svepning av värmeytan kan kringgå vissa av problemen till priset av hög specifik kostnad, mindre god energiekonomi och begränsad driftsäkerhet. Alternativen till specialindunstaren i övre delen av koncentreringsintervallet är ofta en dåligt fungerande konventionell indunstare eller torkning. Ett apparatmässigt enklare arrangemang, utan rörliga delar, att klara höga viskositeter, beläggningsrisker, kort uppehållstid, skumningsbenägenhet har framkommit på senare tid genom att värmeytan utgöres av trånga kanaler i vilka kokning sker i nästan hela deras längd. Hydrauliska diametern är endast ca 5 mm. Den trånga kanalen har följande karakteristika:

- 1) Högt värmeöverföringstal p g a hög gashastighet i kombination med tunn vätskefilm
- 2) Kort värmeyta (liten bygghöjd) vid optimal koncentrationshöjning i en passage
- 3) Liten uppehållstid p g a liten vätskevolym i passagen (bl a kort förvärmningszon)
- 4) Stabil funktion p g a tröghetskraftsdominerad strömning
- 5) Undertryckning av skumning p g a hög gashastighet
- 6) Undertryckning av beläggningar p g a tunn film och i regel måttlig temperatur
- 7) Riktningsokänslig funktion p g a tröghetskraftsdominerad strömning och kort förvärmningszon
- 8) Stort tryckfall p g a hög gashastighet och litet tvärsnitt, och därmed ofta stor temperaturändring i passagen

- 9) Optimal koncentrationshöjning i en passage relativt liten varför seriekoppling ofta nödvändig
- 10) Krav på god värmeförsörjning betyder i regel tunn vägg, god värmeöverföring hos värmemediet och ofta hög temperatur hos detta i förhållande till kokkanalens utloppstemperatur

I detta arbete, som initierats av och genomförts i samarbete med AB Alfa-Laval, Lund har den trånga kanalen realiserats på två skilda sätt.

Först har en traditionell enfasplattapparat applicerats för indunstning (del II). Värmeytan utgöres av stående, parvis motställda, parallellöda plattor med fiskbensmönstrad präglning och diagonalt arrangerade inlopps- och utloppsportar. Den erhållna passagen, som har ett djup av 3-6 mm, är följaktligen mycket vindlig och innehåller ett system av förstryppningar. Undersökningar på denna kanal bör också vara av värde, som bidrag till den allmänna tvåfasforskningen, som domineras av släta kanaler. Senare har undersökningar gjorts med släta tuber med inre diametern 5 mm och längden 0.30-0.75 m (del I). Strömningsriktningen är alltid uppåt i denna kluentubsversion av stigfilmsindunstaren. Värmemediet kan i båda typerna vara antingen strömmande vätska eller kondenserande ånga, där det senare normalt är att föredra av energiekonomiska skäl. Av praktiska orsaker, vilket inte är utan mättekniska fördelar, hade dock plattindunstaren arrangerats för hetvattenvärmning.

Slutlig resultatbearbetning och teoretisk analys, bl a framtagning av modeller, för plattindunstaren har gjorts efter det att undersökningen av kluentubsversionen slutförts, vilket förklarar den "omvända" rapporteringen. I detta senare skede fanns ej tillgång till apparatur för verifieringar och kompletteringar, vilket beklagas.

KLENTUBSINDUNSTAREN

Denna del av arbetet innefattar experiment med en pilotanläggning, som uppförts på avdelningens laboratorium, och datorsimulering av värmekroppen med en distribuerad modell som bygger på litteraturmetoder för uppskattning av olika delfenomen. Vissa praktiska aspekter på denna typ har också behandlats.

Värmekroppen utgjordes av en cirkulär tubvärmväxlare vari den utdragbara tubsatsen fanns i två versioner med 1 resp 10 tuber. Tublängden var 0.3, 0.45, 0.60 m och i förra fallet även 0.75 m. I manteln kondenserades ånga. Fullständig kringutrustning, bl a separat förvärmare och omfattande mätutrustning kompletterade anläggningen. 1-tubsversionen tillkom senare för att renodla studien av den extrema tubdimensionen och eliminera statiska och dynamiska fördelningseffekter vid parallella tuber. Av mättekniska skäl gjordes i denna version endast försök med vatten. Övriga försök - vatten, sockerlösningar, livsmedelsprodukter - företogs med 10-tubsversionen. Det experimentella arbetet var uppdelat på å ena sidan vetenskapliga prov med newtonska modellfluider - vatten, sockerlösningar och å andra sidan, i huvudsak, kvalitativa prov med värmekänsliga, belägningsbenägna livsmedelsprodukter såsom mjölk, tomatjuice etc. De senare rapporteras flyktigt men hade viss betydelse för detaljutformningen av anläggningen.

Simuleringarna gjordes med ett datorprogram EVAP, som utvecklats vid avdelningen för beräkningar av flereffektsanläggningar med eventuell ångkompression (1). Programmet, som innehöll rutiner för stigfilmsindunstare, anpassades speciellt för de förhållanden som råder i klentubsindunstaren. Tuben indelades i 11 sektioner och den numeriska integrationen genomfördes så att specificerad, total värmeeffekt erhöles genom manipulation av primärångtemperaturen. Värmeöverföringen beräknades enligt en laminär modell i förvärmningszonen, enligt Chens (2) korrelation i kokzonen, samt enligt Chun & Seban (3) på kondenseringssidan. Tryckgradienten på kondenseringssidan var försumbar. I kokzonen sammansattes den av en gravimetri- (baserad på Lockhart-Martinellis (4) hålrumsfraktion), en friktions- (enligt L-M) samt en accelerationskomponent som inkluderade både ånghalts- och volymitetsökning.

Både experiment och simuleringar visade att massflödet - även vid relativt höga sockerkoncentrationer - ej påverkade den erhållna värmeeffekten. En intressant iakttagelse var, att simuleringarna entydigt men även försöken gav linjär relation mellan värmeeffekt och skenbar temperaturdifferens. Regressionslinjerna hade dessutom gemensam skärningspunkt (0 K; - 100 W) utom för sockerlösningar i de större tublängderna, där skärningspunkten flyttar något nedåt. Linjernas lutning bestämdes av koktemperatur och koncentration. Simuleringar utanför det experimentella variabelområdet passade väl in i mönstret. En enkel algoritm kan alltså ersätta en komplicerad rutin vid de termiska beräkningarna. Även

vid framtagning av nya experimentella data är dessa iakttagelser användbara. Överfört till skenbart k -värde fås en profil som ansluter väl till iakttagelser från långtubsindunstare (5) - starkt värmebelastningsberoende vid låga belastningar och mycket litet vid höga.

I vissa försök med höga ånghalter har "vätningsskris" (dry out) inträffat, vilket markeras av att värmeeffekten är lägre, och mera så vid utbredd kris, än det linjära sambandet anger. Ett kriterium för signifikant vätningsskris har knutits till en kritisk hålrumsfraction (void) enligt L-M. I simuleringarna har detta ej inkluderats. Simuleringsberäkningarna ger besked om att tryckgradienten i övre delen helt domineras av friktions- och accelerationseffekter, som båda är av samma storleksordning. Förvärmningszonen är mycket kort (max 40 mm). Värmeöverföringstalen är höga och för vattenlik produkt av samma storleksordning på in- och utsidan.

Hur väl överensstämmer experiment och simuleringar? De linjära sambanden för värmeöverföringen påvisar en systematisk skillnad i form av underskattning vid simuleringen. Vid direkt jämförelse av skenbara k -värden konstateras en systematisk avvikelse på 5% (0.75 m) - 20 % (0.3 m) för vatten. Spridningen är ca ± 10 %. För sockerlösning gäller 10 % resp ± 15 %. Feluppskattning av tryckgradienten kan bidra till dessa fel och tryckfallet överskattas också med denna effekt som följd. Avvikelsen för vatten är emellertid liten och konstant (0.002 - 0.004 bar) i absoluta mått över nästan hela det undersökta intervallet och kan t ex inte förklara det stora felet vid korta tuber. En experimentell separatstudie av kondensationen visade, att modellen underskattade värmeöverföringen särskilt hos 0.3 m-tuben. 10-tubsmaterialet - däribland alla sockerförsök - ger i stort sett samma bild men med tendens till ökande avvikelse för större värden. Huvudorsaken till underskattningen av skenbara k -värdet är sannolikt korrelationen för α -värdet i kokzonen. Andra än Chens, som rapporterats ge för låga värden för bl a köldmedier och dessutom används i periferin av giltighetsområdet, har prövats utan bättre resultat. Större felmätningar har uteslutits av olika skäl. Tublängden 0.75 m har lyckats väl i alla avseenden trots ovanligt stor spännvidd hos lokala värden.

Det ansågs vara ett problem att avkokningen - och därmed koncentrationshöjningen - var för liten under en passage. Vid måttligt vakuum förutsåg simuleringar, att antingen diameterminskning eller förlängning skulle vara framkomliga vägar. Dock visar en redovisad projekteringsberäkning

baserad på försök, att en 3-effekts skummjölksindunstare (med termokompression och tublängden 0.6 m) kan realiseras med endast en passage per effekt. Specifika ångförbrukningen är ca 0.24 kg/kg. Energiekonomiskt är detta inte längre acceptabelt, utan i skrivande stund är riktvärdet ca 0.15 kg/kg.

PLATTINDUNSTAREN

Denna del av arbetet innefattar experiment med en pilotanläggning, som ställts till förfogande av AB Alfa-Laval och som efter modifieringar uppställts på avdelningens laboratorium, och framtagning av teoretiska samband för kokkanalen ur försöksdata med hjälp av datorberäkningar med distribuerade modeller. Vissa praktiska aspekter har behandlats och förslag till bättre plattutformning har getts.

Värmekroppen var uppdelad på en förvärmare, som inte beaktas närmare, och en kokare. Den senare utgjordes av en plattapparat (Alfa-Laval typ P22) med, i regel, 4 fiskbensmönstrade plattor. De 3 passagerna bestod av en kokkanal för produkten och två omgivande kanaler för cirkulerande hetvatten (övertryck). Avsikten var att denna apparat skulle experimentellt simulera en godtycklig passage vid serieföring av produkten i plattpaketet genom möjlighet till inblandning av ånga före apparaten. En sådan försöksserie har gjorts (ej rapporterad), men fick ej detta syfte då serieföring visade sig vara mindre intressant. Fullständig kringutrustning fanns också. Förutom en omfattande, konventionell mätutrustning innehöll anläggningen i ett senare skede ett datainsamlings-system för mätning av temperaturer - främst på olika ställen i kokkanalen, som dessutom var försedd med två tryckuttag.

Förutom experiment med newtonska modellfluider har vissa provningar gjorts med främst olika sorters gelatin. Försöken med mätningar inne i kokkanalen har av praktiska skäl endast kunnat ske med vatten. Dessa experiment (temperaturprofilförsök) har utgjort material för utveckling av nya korrelationer för tryckgradient och värmeöverföringstal vid tvåfasströmning i den studerade typen av kanal. För säker bestämning av värmeöverföringstalet vid enfasströmning, även hetvattensidan, genomfördes en undersökning enligt en modifierad Wilsonteknik. Tillverkarens uppgifter konfirmerades.

Alla försök redovisas med de integrala storheterna: totaltryckfall och skenbart värmegenomgångstal k_s . Trots vissa principiella invändningar mot denna värmetransportstorhet erhålles ändå ett intressant resultat. Vid presentation av både vatten- och sockerlösningsdata i diagram med k_s som funktion av värmebelastningen fås liksom vid tubindunstaren ett starkt beroende vid låga belastningar men märkligt nog oberoende av koncentrationen. Vid stora belastningar är k_s nästan helt belastningsoberoende men starkt avhängigt koncentrationen. Kritisk strömning för tvåfasmedier är inte så definierad som vid gaser. Här anses kriticitet råda när sänkning av mottrycket ej ger ökad värmeöverföring. Inloppstrycket kan då fortfarande påverkas något. Vid överkritiska förhållanden skall ändringar av k_s med mottrycket enkelt kunna förutsägas och så är också fallet. Ur temperaturprofildata har det varit möjligt att beräkna ett integralt medelvärmegenomgångstal och ur detta ett motsvarande värmeöverföringstal på koksiden. Det framkommer vid högre ånghalter ett tydligt flödesberoende. Sjunkande värden för $x > ca 0.7$ tas till intäkt för en alltmer utbredd vätningskris i övre delen av kanalen.

Tryckgradienten domineras helt av friktionen. Gravimetriska gradienten är liten p g a stor hålrumsfraktion och effekten av nettoaccelerationen är liten i förhållande till effekten av lokala accelerationer och riktningssändringar, vilka inräknas i friktionen. Friktionen tänktes vara analog med den i stryporgan och Chishom (6) har angett en väg för behandling av dessa. Tvåfasmultiplikatorn (i förhållande till motsvarande enfasströmning av gas) är då

$$\phi_G^2 = 1 + CX + X^2$$

där $X = \sqrt{\frac{\Delta p_L}{\Delta p_G}}$ (Martinelliparametern) och C är en konstant för stryporganet i fråga. För exempelvis strypfläns anger Chisholm $C = 5.3$.

Stryporgan har även behandlats av Heckle (7) enligt den s k ekvivalenttätetsmetoden. Analys visar att, om tryckfallet beror på lokal acceleration och därav betingad inre friktion (ej väggfriktion), nämnda metoder är snarlika. Heckles metod implicerar dock växande C med X . Skillnaden beror i grund och botten på olika synsätt beträffande hålrumsfractionen. Kritisk strömning i plattkanalens utloppshals kan enkelt förutsägas för de förhållanden som är typiska för försöken. Endast ångfasens egenskaper ingår i kriteriet.

Värmeöverföringstalet vid tvåfasströmning tänkes beskrivas genom en korrelation enligt Chens (2) principer.

$$\alpha = F \alpha_L + S \alpha_{FZ}$$

Första termen utgör ett konvektivt bidrag, där F är en tvåfasmultiplikator, som Chen bestämt empiriskt för rör. Han visar emellertid teoretiskt att $F = \phi_L^{0.89}$ bör gälla. Motsvarande resonemang för plattkanalen skulle ge $F = \phi_L^{0.70}$. Andra termen utgör ett bubbelkokningsbidrag där S är en undertryckningsfaktor, som beror av ett tvåfas-Re-tal. Om bubbelkokning kan förekomma vid de små temperaturdifferenser, som råder vid dessa försök, och det kan betvivlas, tänkes den ursprungliga (och empiriska) S -funktionen modifierad med hänsyn till temperaturgränsskiktet i den nya kanalen. För bestämning av C och funktionen F och för att avgöra om funktionen $S = 0$ (ingen bubbelkokning) erfordras analys av försöksdata.

Tryckfall och värmeöverföring datorsimulerades var för sig med en differensmetod. Kritisk strömning beaktades men ej vätningskris. Tryckgradienten för enfasströmningen baserades på försöksdata med ren vätskeströmning. Optimalt värde hos C var 5.0 (Jämför strypfläns!) för alla delar av kanalen. Underskattning på grund av bristande hänsyn till gravimetri konstaterades i nedre del av kanalen, medan en systematisk överskattning på ca 20 % annars var regel och kan ej åtgärdas med annat C -värde. Spridningen var i övre delen och totalt sett relativt liten. För värmeöverföringen konstaterades att bästa resultat erhöles utan bubbelkokningsbidrag och med $F = \phi^{0.72}$. Försök med vätningskris föll som väntat utanför ramen.

Att nämnda typer av samband fungerar, indikerar att strömningen är utpräglad separerad. Det förefaller som om viskositetsinflytandet hos värmeöverföringen överskattas betydligt, varför en varning är på plats. Gynnsamma resultat av prov med gelatin redovisas. Slutligen föreslås en ny plattutformning för att erhålla tillräckliga portareor för ångor, minska belägningsproblemen i "döda zoner" samt minska strömningsmotståndet i övre delen.

AVSLUTNING

Trots likheten mellan de studerade kanaltyperna vad beträffar hydraulisk diameter och längd är det vissa svårigheter att göra direkta jämförelser

- och det var inte heller avsikten - p g a undersökningarnas olika uppläggning - experimentellt och teoretiskt. I det ena fallet, plattan, gjordes mätningar i kanalen men av praktiska skäl inte i det andra. Värmediedierna var principiellt olika och måste uppvisa artskilda felkällor. I tubfallet fanns det förutsättningar att beskriva värmeöverföringen och tryckgradienten i kokzonen med litteraturkorrelationer, men i plattfallet måste nya korrelationer utvecklas.

Samma koncept har använts för det konvektiva värmeöverföringstalet vid tvåfasströmning nämligen Chens originalmetod i tubfallet och en på analogiresonemang grundad modifiering av denna i plattfallet. I det senare fallet utgicks dock från den semiempiriska formen ($F = f(\phi)$) hos F -funktionen, ej den helempriska ($F = f(X)$). Det är sannolikt plattkanalens enfasegenskaper, som gör att F antar betydligt lägre värden än vid släta kanaler, ej skillnaden i ϕ -funktionen. Värmeöverföringstalet vid tvåfasströmning blir härigenom av samma storleksordning i båda fallen. Kärnkokning medtogs endast vid tuben, men underskattning av α -värdet skedde ändå med troligen ca 25 %. Den semiempiriska F -funktionen hade gett bättre resultat. Inverkan av Prandtl-tal omhändertas väl med tubkorrelationen, men plattkorrelationen ger kraftigt minskade värden med ökande Pr -tal. Ett senare arbete av Chen (8) erkänner Pr -talets stora betydelse för F -funktionen. Vätningsskris har konstaterats i båda fallen vid en ånghalt överstigande ca 70 % och jämförbara temperaturer. I tuben kunde lägre temperatur erhållas och då inträffade krisen tidigare.

Friktionstryckfallet har uppskattats väl med Lockhart-Martinellis originalmetod vid tuben och med en modifierad form enligt Chisholm - anpassad för korta stryporgan - vid plattan. Acceleration i de upprepade förstrypningarna i plattkanalen innefattas i friktionen, medan nettoaccelerationen, till skillnad från den släta kanalen, är betydelselös, då "friktionen", är ca en storleksordning större till följd av en ännu större skillnad i enfasmotstånd. Det är alltså inte värmetekniskt, och troligen inte ur beläggningssynpunkt heller, motiverat att utforma passagen med så hög "svårighetsgrad". Den positiva inverkan av vellor - något fördröjd vätningsskris, troligen mindre beläggningsrisker, större mekanisk stabilitet - kan uppnås utan förstrypningar och tvära riktningsändringar hos fluidet. Fiskbensmönstrad prägling med trubbig vinkel i mönstret är alltså mindre lämplig vid tvåfasströmning.

Den slutgiltiga utformningen av tubindunstaren var också tänkt att bli en plattkonstruktion, där tubformiga passager skulle åstadkommas genom präg-

ling. Förslaget till ny platta i del II har tagit intryck av båda undersökningarna. Det är viktigt att produktfördelningen mellan passagerna - även den dynamiska - fungerar väl, vilket kan kräva förstrykning i inloppet till varje passage.

Fortsatt arbete på tvåfasströmning i trånga kanaler, både släta och vindliga och särskilt vid låga tryck, bör vara av vetenskapligt intresse oavsett om indunstareprojekt enligt något av de här behandlade koncepten föres vidare eller ej.

Detta arbete har genomförts vid avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Tekniska Högskolan, Lund. Försöksanläggningarna har till stor del ställts till förfogande eller finansierats av AB Alfa-Laval, Lund.

För initiering och stimulerande stöd i ett inledande skede tackar jag professor Bengt Hallström och för värdefulla diskussioner i ett senare skede och för granskning av manuskript professor Roland Wimmerstedt.

För trivsamt samarbete och för värdefulla praktiska synpunkter vill jag gärna tacka Olle Olsson och Harry Rasmussen, båda Alfa-Laval, Lund.

För rätt att utnyttja datorprogrammet EVAP och för många givande diskussioner riktar jag ett stort tack till Sven Ragnarsson. För tillfällig men värdefull hjälp tackar jag Sten Borell och Göran Stjernberg.

Avdelningens tekniska personal, bland vilka särskilt Hans-Olof Jönsson har gjort en stor insats vid konstruktionsarbete, försökskörningar och ritarbete, är jag skyldig ett stort tack. Utskrift av mina manuskript har till stor belåtenhet gjorts av Sonja Dahlström.

BETECKNINGAR

C	Chisholms konstant	
F	tvåfasmultiplikator, konvektiv värmeöverföring	
k	värmegenomgångstal	$W/m^2 K$
p	tryckfall	Pa
S	undertryckningsfaktor enligt Chen	
x	ånghalt	kg/kg
X	Martinelliparameter	
	värmeöverföringstal	$W/m^2 K$
	tvåfasmultiplikator, tryckfall	

Index

FZ	enligt Forster & Zuber
G	gas
L	vätska
s	skenbar

LITTERATURREFERENSER

1. Ragnarsson, S. "EVAP - ett datorprogram för simulering av indunstningsanläggningar"
Kommande rapport vid Avd för Kemisk Apparatteknik, LTH
2. Chen, J.C., Ind. & Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 5 s 322 (1966)
3. Chun, K.R. & Seban, R.A., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 94 s 432 (1972)
4. Lickhart, R.W. & Martinelli, R.C., Chem. Eng. Progr. 45 s 39 (1949)
5. Gudmundsson, C., Svensk Papperstidning 75 s901 (1972)
6. Chisholm, D., Chem. Proc. Eng. 48 s 73 (1967)
7. Heckle, M., Fortschrittber. der VDI-Zeitschriften, Reihe 3 nr 35 (1970)
8. Bennett, D.L., A.I.Ch.E.J. 26 s 454 (1980)

KOD: LUTKDH/(TKKA-3002)/1-76/(1978)

KLENTUBSINDUNSTAREN - EN EXPERIMENTELL
OCH TEORETISK UNDERSÖKNING

LENNART PERSSON

Dokumentutgivare
Lund Institute of Technology
Department of Chemical Engineering
Handläggare

Dokumentnamn
Report
Utgivningsdatum
Dec 1978

Dokumentbeteckning
LUTKDH/(TKKA-3002)
/1-76/(1978)
Ärendebeteckning

Författare
Lennart Persson

Dokumenttitel och undertitel

Klentubsindunstaren - en experimentell och teoretisk undersökning (10)

The Narrow Tube Evaporator - an experimental and theoretical investigation.

Referat (sammmandrag)

Heat transfer and pressure drop characteristics of a narrow tube evaporator have been studied experimentally and theoretically. The tube had an inside diameter of 5 mm and was 0.3-0.6 m long. A transfer area consisting of 10 tubes was used for tests with water, sugar solutions, skim milk and pulpous tomato juice. A single tube configuration was used for extensive tests with water avoiding evident effects of parallel channels. A computer program based on two-phase theory was adapted for simulation of the evaporator.

It was found both theoretically and experimentally, except for dry wall conditions, that amount of heat transferred was a linear function of apparent temperature difference and that mass flow rate had no effect on the integral heat transfer. Pressure drops were predicted reasonably well by the program while overall heat transfer coefficients were underestimated especially for the shortest tubes. Promising results were obtained for skim milk and tomato juice, but evaporators will have to be connected in series for sufficient concentration rises. A 3-effect milk evaporator has been designed.

Referat skrivet av
L. Persson

Förslag till ytterligare nyckelord

Dryout

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång
121 pages

Övriga bibliografiska uppgifter

Språk

Sekretessuppgifter

ISSN

ISBN

Dokumentet kan erhållas från
Department of Chemical Engineering,
Chemical Center, P.O.B. 740,
S-220 07 LUND 7, Sweden

Mottagarens uppgifter

Pris

Blankett LI 11-25 1976-07

Sammanfattning

Avsikten med detta arbete var att experimentellt och teoretiskt studera värmeöverförings- och tryckfallsegenskaper hos en s k klen-tub-sindunstare i vilken värmeytan utgöres av tuber med diametern 5 mm invändigt och med längden varierande mellan 0.3 och 0.6 m. En försöksindunstare med 10 tuber byggdes med vilken huvudsakligen gjordes prov med vatten och sockerlösningar men även med inkrusteringsbenägna och värmekänsliga produkter såsom skummjolk och pulpös tomatsaft. För att eliminera effekter av parallellkopplade kanaler byggdes indunstaren om till en 1-tubsapparat och försågs med mera avancerad mätutrustning. Tublängder upp till 0.75 m studerades. Prov gjordes endast med vatten.

Med hjälp av en modell av indunstaren i ett datorprogram simulerades denna vad beträffar stationära egenskaper. I modellen förutsattes separerad strömning i kokzonen. I denna zon uppskattas friktionstryckfallet och hålrumsfraktionen (void) enligt Lockhart-Martinelli samt värmeöverföringstalet enligt Chen. Kondensationen på utsidan uppskattas enligt Chun & Seban.

Både vid experiment och simulering med vatten och sockerlösningar framkom, dels att massflödet ej inverkar på värmeeffekten dels att värmeeffekten var linjärt beroende av skenbara temperaturdifferensen. Undantag från dessa regler var de försök där sannolikt bristande vätning av värmeytan ("dry-out") hade förekommit, vilket dock simuleringen ej beaktade. Massflödesoberoendet kan förklaras med hjälp av tvåfasteori, men lineariteten kan inte förklaras teoretiskt. Omfattande simuleringar utanför det experimentella variabelområdet tyder på att linearitetsregelns giltighet är vidsträckt, förutsatt att förvärmningszonen är kort. Uppkomst av bristande vätning har i detta försöksmaterial korrelerats till en kritisk, uppskattad hålrumsfraktion.

Överensstämmelsen mellan experiment och simulering är påfallande god vad beträffar tryckfall på koksidan, medan skenbara värmegenomgångstalet underskattas med upp till 30 % vid simuleringen särskilt vid korta tuber, vilket troligen beror på försiktigheten hos Chens metod.

Proven med livsmedelsprodukter gav efter en del apparatutveckling lovande resultat. Koncentrationshöjningen blev relativt liten till följd av värmeytans korta utsträckning, men seriekoppling på produktsidan kan lösa detta problem.

Termisk projektering har genomförts av en 3-effekts mjölkindunstare för att visa hur apparaten kan utnyttjas industriellt.

En intressant vidareutveckling av klenstubsindunstaren är att åstadkomma motsvarande kanaler genom prägling och sammanställning av plåtar enligt traditionell plattvärmeväxlareteknik.

INNEHÄLLSFÖRTECKNING

	sid
1. INLEDNING	1.
2. FÖRSÖKSINDUNSTAREN	4.
2.1 Försöksuppställning	4.
2.2 Värmekroppen	6.
2.3 Mätutrustning	9.
2.4 Experimentell teknik	10.
2.4.1 Förberedelser	10.
2.4.2 Försök	11.
3. ENTUBSINDUNSTAREN	13.
3.1 Försöksuppställning	13.
3.2 Värmekroppen	14.
3.3 Mätutrustning	16.
3.4 Experimentell teknik	17.
3.4.1 Förberedelser	17.
3.4.2 Försök	17.
4. BEARBETNING AV PRIMÄRDATA. MÄTRESULTAT	18.
4.1 10-tubsförsök	18.
4.2 1-tubsförsök	18.
5. DATORSIMULERING	20.
5.1 Förutsättningar	21.
5.2 Använda samband	22.
5.2.1 Värmeöverföringstalet för kondensationen	23.
5.2.2 Värmeöverföringstalet i förvärmningszonen	23.
5.2.3 Tryckgradienten i kokzonen	24.
5.2.4 Hålrumsfraktionen	26.
5.2.5 Värmeöverföringstalet i kokzonen	26.
5.3 Tryckfallstillskott i adiabatisk inloppssektion	28.
5.4 In- och utdata	28.
5.5 Resultat	30.
5.5.1 Samband mellan värmeeffekt och skenbar tempera- turdifferens	30.
5.5.2 Ny metod för uppskattning av värmegenomgångstal	35.
5.5.3 Analys av punktvärden	38.
6. KORRELATION FÖR VÄRMEÖVERFÖRING	40.
7. JÄMFÖRELSE MELLAN EXPERIMENTELLA OCH SIMULERADE RESULTAT	51.

7.1	Tryckfall	51.
7.1.1	1-tubsförsök	51.
7.1.2	10-tubsförsök	55.
7.2	Skenbart värmegenomgångstal	57.
7.2.1	1-tubsförsök	57.
7.2.2	10-tubsförsök	62.
7.3	Slutsatser	66.
8.	PRAKTISKA FRÅGOR	67.
8.1	Indunstningsförhållandet	67.
8.2	Produktprov	69.
8.3	Flereffektsproblematiken	70.
8.3.1	Mjölkindunstare	71.
9.	DISKUSSION	75.

Beteckningar

Litteraturreferenser

Bilaga 1. Värmeläckageprov

Bilaga 2. Datorprogram för bearbetning av primärdata

Bilaga 3. Mätresultat

Bilaga 4. Tryckfallskompensering

Bilaga 5. Vätningsskris

Bilaga 6. Resultat av datorsimulering

Bilaga 7. Analys av flödets inverkan på den överförda värmeeffekten

Bilaga 8. Inverkan av tillflödestemperatur

Bilaga 9. Simulering av andra tubdimensioner

Bilaga 10. Mjölkindunstning i flereffektsanläggningar

1. INLEDNING

Indunstning i apparater med kokkanaler av klana dimensioner har visat sig ha flera fördelar vid en del applikationer. I en ännu ej publicerad rapport [1] behandlas karakteristiska egenskaper för denna typ av indunstare. I nämnda arbete utgjordes värmekroppen av en kommersiell enfasplattvärmväxlare med ett präglingsskissmönster av fiskbensstyp. Impulsöverföringen vid tvåfasströmning i en sådan kanal är mycket stor med avsevärda tryck- och temperaturfall som resultat, vilket medför att den effektiva drivande temperaturdifferensen reduceras kraftigt vid en given skenbar temperaturdifferens, dvs skillnaden i värmemediets temperatur och produktens temperatur vid utträdet ur kokkanalen. I den undersökta apparaten tillkommer ett avsevärt tryckfall i den skissade halsen, där produkten och sekundärången tvingas igenom en förträngning i utloppet från en plattpassage. Kritisk strömning kunde inträffa i extrema fall. Trots mycket höga lokala värmeöverföringstal hade konstruktionen alltså allvarliga brister, som emellertid delvis kunnat avhjälpas med de förslag till förbättringar, som framföres i rapporten. Hos AB Alfa-Laval, Lund, som initierat projektet, fattades beslut, om att utvecklingsarbetet skulle upphöra sedan produktprovningar visade, att problem även kunde uppstå med beläggningar på värmeytan.

1974 erbjöds AB Alfa-Laval en indunstarekonstruktion med lovande prestanda av en utländsk konsult. Utifrån försöksdata från en laboratorieapparat, där värmeytan bestod av en 0.3 m lång tub med innerdiameter 5 mm och vägg-tjockleken 0.5 mm hade konsulten skisserat ett förslag till en kommersiell konstruktion av plattvärmväxlartyp, där prägling av plattorna skulle åstadkomma flera parallella, vertikala tubliknande kanaler i varje plattpassage. I detta förslag hade även "halsproblemet" åtgärdats. Produkten strömmade uppåt i ett skissat stigfilmsarrangemang. Alfa-Laval ansåg konstruktionen vara intressant med fördelar som lågt tillverkningspris, kort uppehållstid för produkten, kompakt byggnadssätt samt möjlighet att uppnå höga slutkoncentrationer. Man ställde emellertid även krav på liten erforderlig skenbar temperaturdifferens, obenägenhet till beläggningar samt små produktförluster i separatorn. För att undersöka om dessa krav gick att uppfylla och för att få verifierat konsultens prestandauppgifter initierades ett utvecklingsprojekt i samarbete med avdelningen för Kemisk Apparatteknik, LTH. I första stadiet skulle en tubapparat byggas med tubdimensioner enligt ovan, dock skulle tublängder upp till 0.6 m undersökas. För att på ett enkelt sätt få

god säkerhet i mängdmätningarna och för att få parallellströmningsproblemen undersökta skulle antalet tuber vara 10. En del av basutrustningen från det tidigare plattindunstarprojektet skulle utnyttjas. Möjlighet till produktprovningar i Alfa-Lavals regi skulle finnas. Då det förelåg ett intresse att systematiskt undersöka sambanden mellan olika parametrar och utveckla teoretiska modeller för klettubsindunstaren, ansågs projektet uppfylla vetenskapliga krav, så att det kunde ingå i ett doktorsarbete. Av nämnda skäl byggdes också en apparat med endast en tub för att kringgå densvårhanterliga parallellströmningsproblematiken. Apparatens utrustades i detta fall med förfinad mätapparat, vilket underlättades av att produkten här var rent vatten.

Traditionella stigfilmsindunstare är av två slag: en äldre typ, korttubsindunstaren med 1.2-1.8 m tuber av diametern 50-75 mm, och en nyare typ, långtubsindunstaren (LTV) med 6-10 m tuber av diametern 25-50 mm. Både längd och diameter är väsentligt mindre i den här aktuella konstruktionen. I den tidigare undersökta plattindunstaren var den hydrauliska diametern i genomsnitt ca 3.2 mm, vilket är i samma storleksordning som gäller här (5 mm). För en viss produkt vid lika massflöde, tvärsnittsarea och ånghalt är tryckgradienten, till följd av regelbundet upprepade förträngningar i kanalen och påtvingade riktningsändringar hos fluidet, väsentligt större i den studerade plattpassagen än i en tub. Trots att den raka, släta kanalen till följd av den minskade impulsöverföringen får ett något lägre värmeöverföringstal, kvarstår fördelen med hög gashastighet, vilket medför i huvudsak separat flöde med tunn vätskefilm vid väggen och därigenom relativt högt värmeöverföringstal, kort uppehållstid och undertryckning av belägningsfrämjande bubbelkokning. Dock kan fullständig vätning av värmeytan rimligtvis ej åstadkommas upp till så höga ånghalter som vid plattindunstaren.

En teoretisk behandling av indunstaren underlättas av, att etablerad tvåfasteori för gas/vätska-strömning i cylindriska kanaler med vis utsikt till framgång ansågs värd att pröva, trots att en kombination av lågt tryck och liten diameter ej varit underlag till eller prövats med de i litteraturen rapporterade korrelationerna. Det hade varit önskvärt att genomföra mätningar av lokala värmeöverföringstal i en speciell apparatur med elektrisk motståndsvärmning, men detta projekt kunde tyvärr ej inrymmas i arbetet. Beräkningarna är komplexa och omfattande och lämpar sig därför väl för datorbearbetning. Ett generellt datorprogram för indunstningsanläggningar

uppbyggda av konventionella LTV-apparater (eller fallfilmsapparater) har anpassats för de extrema förhållanden, som råder i klenstubsindunstaren. Programmet har utnyttjats för simulering av indunstaren och i anslutning till beskrivningen av datorsimuleringen (kapitel 5) redovisas den teori, som kommit till användning. Den använda modellen för indunstaren, har sedan kunnat kontrolleras mot experimenten vad avser de integrala storheterna, skenbart värmegenomgångstal och tryckfall på produktsidan.

Då det är önskvärt, icke minst ur designsynpunkt, att enkla dimensioneringsmetoder finns tillgängliga, har rent matematisk regression av värmetransportdata genomförts.

2. FÖRSÖKSINDUNSTAREN

Försöksindunstaren konstruerades i samarbete med AB Alfa-Laval, Lund. Av tids- och kostnadsskäl har befintlig, delvis äldre utrustning kommit till användning, varför vissa kompromisser har gjorts i konstruktionen i förhållande till en helt nybyggd anläggning. Indunstaren byggdes med tanke på goda möjligheter till provningar med erkänt besvärliga produkter, samtidigt som möjligheten till vetenskapliga mätningar beaktades.

Produktprovningarna gav anledning till vissa modifieringar av den ursprungliga apparaturen. Anläggningen konstruerades uteslutande för vakuumindunstning av vattenlösningar (eventuellt med fast fas i suspension). Värme kroppen var en specialkonstruerad, vertikalt arrangerad tubvärmväxlare med 10 tuber, tubdiameter 5 mm invändigt och tublängden 0.3-0.6 m. Kokning skedde i tuberna under strömning uppåt av den vätska som skulle koncentreras. På utsidan av tuberna kondenserade vattenånga.

2.1 Försöksuppställning

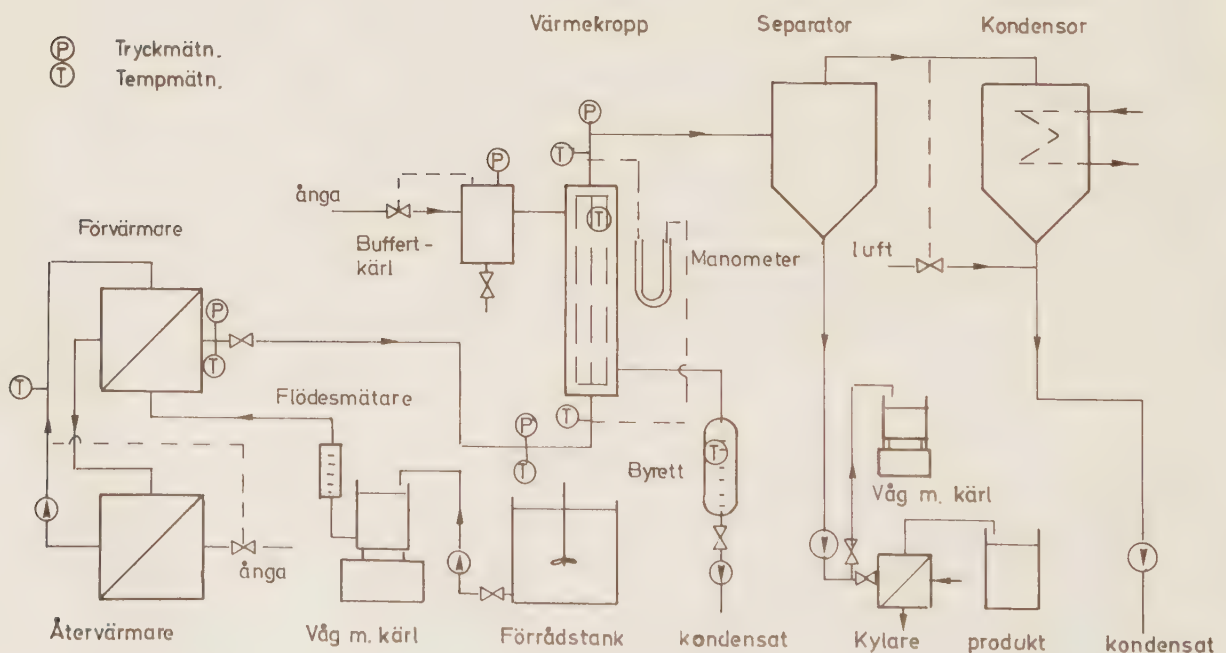


Fig.1 Apparatschema - försöksindunstaren

Försökuppställningen framgår i grova drag av flödesschemat i fig 1. Produkten som skulle indunstas bereddes i en förrådstank med omrörare (volym 0.5 m^3). Från tanken transporterade en centrifugalpump produkten till ett mätkärl (volym 0.06 m^3), som var placerat på en våg. Påfyllningen skedde intermittent vid behov. Från mätkärllet matades produkten kontinuerligt med hjälp av en excenterskruvpump (Mono, typ B 15) in i indunstningsanläggningen. Pumpmotorn var försedd med variator för kontinuerlig varvtalsreglering. Produkten förvärmades i en mindre plattvärmväxlare (Alfa-Laval, typ P 20) till önskad temperatur. Som värmande medium användes termostaterat varmvatten från en cirkulationskrets, som tjänstgjort i en tidigare försöksanläggning. Återvärmaren utgjordes av en äldre plattvärmväxlare som var ansluten till laboratoriets ångnät. Cirkulationen ombesörjdes av en centrifugalpump. Temperaturen hos utgående varmvatten från återvärmaren reglerades automatiskt genom styrning av ångtillförseln till återvärmaren. Omedelbart efter förvärmaren passerade produkten en nålventil, som fungerade som strypanordning. Strypanordningen stabiliserade flödet, gav nödvändigt övertryck på inmatningspumpens trycksida samt möjliggjorde partiell förångning av produkten utan kokning i förvärmaren.

Anslutningen till värmekroppen utgjordes av en slang följt av en horisontell rörsträcka med en 90° -rörböj riktad uppåt. Förbindelsens längd var ca 0.6 m . Slangförbindelsen var nödvändig, för att anslutningen lätt skulle kunna anpassas till värmekroppens varierbara längd. Värmekroppen var ansluten till ångnätet. Mättad ånga, tryck ca 10 bar , togs från en närbelägen ånglåda, passerade två filter, en pneumatisk reglerventil och ett tryckutjämningskärl (volym ca 3 dm^3) före inträdet i värmekroppens övre del. Reglerventilen styrdes av pneumatisk PI-regulator (NAF 372210), och dess uppgift var att hålla konstant tryck på primärsidan i indunstaren. Tryckutjämningskärlet inmonterades efter inledande prov, som visade, att det i förhållande till ångflödet lilla ångrummet på primärsidan, gav snabba trycksvängningar, som reglerkretsen inte klarade av att motverka. Primärkondensatet rann ner i en mätbyrett med tillhörande avstängningsventil. Byretten tömdes normalt (vakuum) med en kondensatpump.

Produkt och sekundärånga fördes via ett kort rör till en separator. Separatoren hade tangentiellt inlopp och konisk botten. Produkten strömmade via ett fallrör till en evakueringspump av excenterskruvtyp (Mono typ B 15). Normalt passerade produkten en kylare, innan den samlades upp i ett kärl. För flödesmätning kunde emellertid produkten istället ledas till ett kärl

placerat på en våg. Sekundärången leddes från separatorns topp till en ytkondensor av Alfa-Lavals fabrikat. Kylvattenflödet ställdes in för hand. Kondensat och okondenserbara gaser strömmade gemensamt till en lågt placerad vattenringpump, som var kraftigt överdimensionerad, men fanns till förfogande från ett tidigare projekt.

Tryckregleringen på sekundärsidan åstadkoms med en vakuumregleranordning av Alfa-Lavals fabrikat, som styrde trycket i separatorn med hjälp av luftinsläpp i ledningen mellan kondensorn och vakuumpumpen. Avluftning av indunstarens primärsida gjordes till sekundärsidan.

2.2 Värmekroppen

Värmekroppen utgjordes av en specialkonstruerad tubvärmeväxlare med variabel längd (fig 2). Manteln bestod av varierande antal rörsektioner ($\emptyset$ 52 mm) tillverkade av standardiserade mejerirör av rostfritt stål.

Översta rörsektionen var fast monterade. I ovankanten var en specialgjord rörsträcka påsvetsad i vilken övre tubgaveln befann sig. Tätningen mellan tubgavel och vägg utgjordes av två O-ringar. På denna rörsträcka fanns en nippel, som tjänade dels som avluftningsanslutning, dels som genomföring för ett termoelement. På ovansidan av rörsträckan var ett avsmalnande koniskt rör (längd 42 mm) påsvetsat, som utgjorde samlingslåda för ångavätskablandningen från tuberna. Här fanns nippel för tryckuttag och genomföring för termoelement. Den koniska rörsträckan var förbunden med separatorn med mejerirör ($\emptyset$ 38 mm). På översta rörsektionen fanns anslutning ($\emptyset$ 38 mm) för värmeånga.

Nedersta sektionen var direkt (tublängd 0.3 m), eller via mellanliggande sektioner, ansluten till översta sektionen. Rörsektionerna hopfogades med standardiserade mejerirörskopplingar. Manteln övergick nedtill i ett flänsförband (se fig.) i vilket ett synglas var inspönt mellan nedre tubgaveln och nedre flänsen. Synglaset fungerade också som fördelningslåda för den vätska (eventuellt partiellt förångad), som skulle koncentreras. På nedre flänsen satt ett koniskt rör, som avslutades med en koppling till en 90°-rörböj ($\emptyset$ 25 mm). På denna rörböj fanns vertikala genomföringar för två kanyler ($\emptyset$ 2 mm), som stack upp i fördelningslådan (synglaset) till några mm från tubgaveln. Den ena fungerade som tryckuttag och den andra som mantel till en termoelementkabel med lödställe i kanylens topp. Före rörböjen

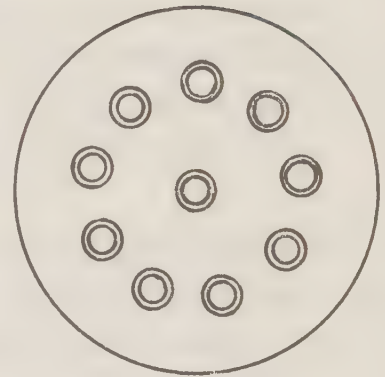
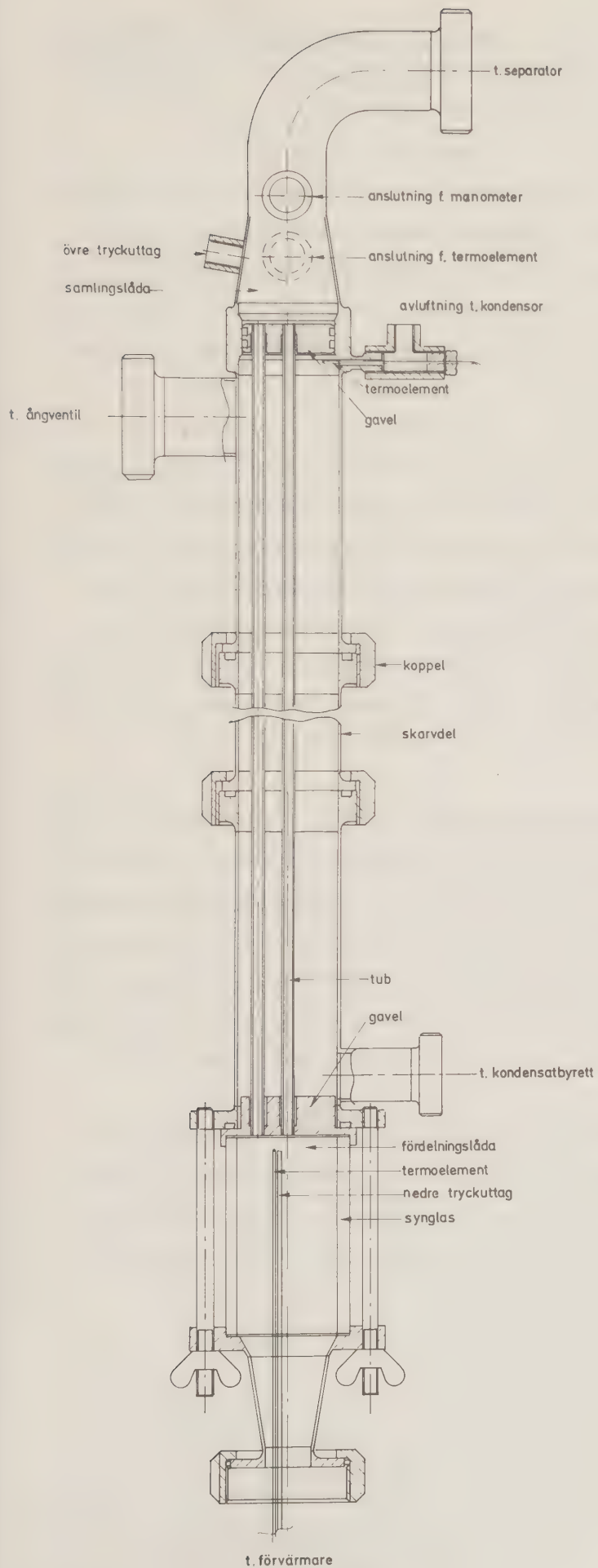


Fig. 3 Tubarrangemang

Fig. 2

Tubpaket - försöksindunstaren
(skala: 1:3)

fanns en horisontell rörsträcka ($\varnothing$ 25 mm) med tryckuttag och termoelement, och en plastslang ($\varnothing$ 25 mm), som anslöt till strypventilen i förvärmarens utlopp.

I samband med produktproven ändrades inloppsarrangemanget. Det visade sig nödvändigt, för att få en stabil väsketillförsel till nedre tubgaveln, att reducera kanalvolymen fram till gaveln. Synglaset borttogs och en ny konisk fördelningslåda av metall installerades. På denna fanns tryckuttag och genomföring för termoelement. Nedtill anslöt en gummislang ($\varnothing$ 10 mm) direkt till förvärmarens strypventil.

Försök gjordes även med en hålskiva, ett hål för varje tub, anbringad mot undersidan av nedre tubgaveln och med en O-ringstättning kring varje hål. Två hålstorlekar, ($\varnothing$ 1 och 1.5 mm), användes. Härigenom åstadkoms en förstrykning, som stabiliserade flödet i varje tub. Inledande prov visade nämligen, att bakåtströmning av sekundärånga i inloppet till varje tub ägde rum med visst intervall (1-3 s). Detta observerades genom synglasen som bubbelbildningar i tubinloppen, vilket skenbart gav intrycket att kokning skedde på tubgaveln.

Tubpaketet bestod av 10 tuber arrangerade enligt fig. 3. Tuberna var tillverkade av svetsade rostfria rör ($\varnothing$ 6 mm, godstjocklek 0.5 mm). Tuberna var infästade i gavlarna medelst lödning vid tubändarna. Den övre gavelns tjocklek var 14 mm och den undre 18 mm. Tubgenomföringen var i övrigt så tilltagen, att en värmeisolerande spalt (ca 1.5 mm) fanns kring tuben. Två tubpaket användes i försöken med en fri tublängd av 0.3 resp 0.6 m. Tubpaketet kunde dras ut ur värmeväxlaren sedan flänsförbandet lossats.

På nedersta rörsektionen fanns en anslutning ($\varnothing$ 26 mm) för kondensatutsläpp. Den ledde via en 90°-böj till mätbyretten för kondensat. Avluftning av ångmanteln gjordes på två ställen, genom nippeln upptill och genom en nippel på ovansidan av kondensatledningen nära värmekroppen. Flödet reglerades med nålventiler.

Värmekroppen isolerades väl med mineralull.

2.3 Mätutrustning

En del av mätutrustningen har omnämnts ovan. Här behandlas all mätutrustning i detalj systematiskt efter mätstorhet.

Temperaturer mättes genomgående med termoelement (koppar/konstantan). Termoelementen tillverkades på laboratoriet. Efter lödning av kabeländan fördes den genom en kanyl med lämplig längd så att lödstället stack ut i motsatta änden av kanylen. Ett två-komponentlim fördes in i kanylen och efter det att limmet stelnat, var termoelementet klart för installation. Kanylen fixerades och tätades med hjälp av en klämkoppling. Lödstället var alltså ej galvaniskt isolerat, men då endast ett termoelement i taget var inkopplat för mätning var detta betydelselöst. Före installation kalibrerades termoelementen med hjälp av termostadbad och digital motståndstermometer. Avvikelsen från nominell termospänning motsvarade 0.2-0.4 grader i det använda temperaturintervallet. Termospänningarna registrerades på en 12-kanalskrivare. Skrivaren var kopplad så att ett gemensamt kallt lödställe åstadkoms, genom att ytterligare ett termoelement (koppar/konstantan) var nedsänkt i en termosflaska med smältande is.

Tryck mättes genomgående med klockmanometer av bourdontyp i precisionsutförande (NAF 314620). För mätning av ångtryck var manometrarna försedda med vattensäckrör. Manometrarna kontrollerades mot U-rörsmanometrar med kvicksilver. Avvikelserna var små och försumrades. Primärångtrycksmanometerns avvikelser noterades emellertid, då avläsningarna från denna användes direkt i beräkningarna.

Tryckskillnaden mellan tubsatsens inlopp (kanylen i fördelningslådan) och utlopp (tryckuttaget på samlingslådan) mättes med U-rörsmanometer. Manometervätska var tetrabrometan. Manometerledningarna var fyllda med vatten. Genom en särskild anslutning vid manometerns topp kunde nytt vatten påfyllas före mätningar för att säkerställa fullständig vätskefyllnad. På grund av det låga trycket på sekundärsidan frigjordes nämligen löst luft gradvis i ledningarna. Manometern var lågt placerad.

Flödesmätningarna gjordes indirekt genom volym- eller massmätning i kärl under uppmätt tid. Ingående produkt fick passera via ett specialgjort plastkärl (volym ca 15 dm³) placerat på en laborativåg. Genom avstängning av tillfödet kunde mätning göras av den vätskemängd som pumpades till indunstningsapparaten under en bestämd tid. Slangen mellan kärlet och in-

matningspumpen var upphängd i en tråd och var alltid fylld med produkt. Koncentratet rann ned i ett kärl, som stod på en laboratorievåg. Kärlet fick tömmas för hand. Mellan mätningar leddes koncentratet direkt till ett uppsamlingskärl eller till avloppet. Primärkondensatet strömmade via en lågt placerad glasbyrett (volym ca 9 dm^3). Genom avstängning av utflödet från byretten kunde mätning göras av kondensatvolym under en bestämd tid. I byretten fanns ett termoelement för registrering av byrettinnehållets approximativa medeltemperatur.

En ringa del av den kondensatmängd, som passerade byretten kom från andra ytor än tubväggarna beroende på visst värmeläckage till omgivningen. Därför gjordes särskilda värmeläckageprov med uppvärmd apparat, men med helt tomma tuber, varvid det antogs att det lilla kondensatflöde som då uppmättes härrörde från värmeläckage. Ett enkelt samband erhöles då mellan primärångtemperatur och kondensatflöde härrörande från värmeläckage (se bilaga 1).

För ögonblicklig kontroll av ingående produktflöde fanns en rotameter mellan inmatningspump och förvärmare.

Vid försök med sockerlösningar gjordes konzentrationmätningar med en laboratorierefraktometer med gradering direkt i sockerhalt. Stickprov togs dels på ingående produkt, i förrådstanken, dels på utgående koncentrat, i mätkärl på vågen.

2.4 Experimentell teknik

2.4.1 Förberedelser

Förrådstanken fylldes med avjoniserat vatten. Vid försök med sockerlösningar upplöstes vanligt handelssocker i vatten med hjälp av den inbyggda omröraren. Mätkärl för ingående produkt fylldes med hjälp av transportpumpen. Cirkulationen i förvärmningskretsen igångsattes, och ånga släpptes på till återvärmaren. En preliminär förvärmningstemperatur inställdes med hjälp av regulatorn. Uppvärmningen av cirkulationsvattnet tog en viss tid. Under tiden släpptes ånga på till primärångledningen medan dränerningsledningen från buffertbehållaren var öppen. Ångledningen värmdes upp och smutsigt kondensat hindrades från att nå indunstaren. Inmatningspumpen startades. Önskat produktflöde ställdes in genom reglering

av pumpens varvtal. När produkten nått fram till separatorn startades koncentratpumpen och koncentratet togs om hand i ett särskilt kärl. Kylvatten till kondensorn kopplades på. Uppvärmningen av primärångledningen avbröts. Vakuumpumpen startades, varvid sekundär- och primärsida evakuerades snabbt till önskat sekundärtryck, som ställdes in med hjälp av vakuumregulatorn. Primärången släpptes nu på till indunstaren, som uppvärmdes samtidigt som kokningen började i tuberna. Primärångtrycket ställdes in på önskat värde med hjälp av regulatorn. Nålventilerna för avluftningen av primärsidan till sekundärsidan öppnades fullt i början men inställdes senare så att avdraget blev lagon stort, när praktiskt taget all ursprunglig luft i ångmanteln hade drivits ut. Byretten höll nu på att fyllas med kondensat men tömdes genom att utloppskranen öppnades samtidigt som kondensatpumpen startades. Kondensatet pumpades sedan kontinuerligt ut ur anläggningen. Vid behov påfylldes mätkärl för ingående produkt. Anläggningen var nu i drift och klar för en försöksserie.

2.4.2 Försök

Varje försök genomfördes med konstanthållning, i möjligaste mån, av ingående produktflöde, primär- och sekundärtryck samt förvärmningstemperatur. För de tre sistnämnda fanns regulatorer, medan produktflödet emellanåt fick justeras med variatorn på inmatningspumpen, då pumpen ej var av renodlad displacementstyp. Då förvärmningstemperaturen normalt skulle anpassas efter det tryck som rådde i inloppet till värmekroppen fick denna temperatur justeras några gånger före de egentliga mätningarna.

Mätningarna i försöken gjordes, när stationära förhållanden ansågs råda. Vissa mätstorheter uppvisade ofta svängningar beroende på i första hand det erkänt instabila kokförloppet i vertikala tuber, men även på viss ofullkomlighet hos primärtryckregleringen. Dessa svängningar medförde, dels att det var svårt att fastställa när stationära förhållanden rådde, dels att det var nödvändigt att utsträcka mätningarna över en så lång tid att sanna medelvärden kunde erhållas. För flödesmätningarna, som ju var av integral typ, innebar detta, att den ackumulerade mängden skulle vara representativ för det rådande driftstillståndet, vilket innebar en viss minimitid för uppsamlandet. Ytterligare tid fick åtgå, om den ackumulerade mängden efter denna tid var liten för att minska inverkan av av-

läsningsfel. Flödesmätningarna fick av dessa skäl fortgå i 3-8 minuter. Övriga mätningar i försöken genomfördes inom tidsramen för flödesmätningarna.

Några minuter före mätningarna stängdes kondensatbyrettens utlopp, så att byretten så småningom fylldes till utgångsnivån för mängdmätningen. Dessutom spolades manometerledningarna till U-rörsmanometern och leddes koncentratet till mätkärllet på vågen. I samband med avläsning av U-rörsmanometern noterades om tryckdifferensen uppvisade pulsationer, och det gjordes en uppskattning av dessas maximala amplitud. Vid starka pulsationer var, förutom under den korta tid som behövdes för att observera dessa, en förstrykning verksam på manometerledningen för att undvika störning av indunstarens funktion till följd av upprepad in- och utsugning av vätska till manometerledningarna. Primär- och sekundärångtrycken observerades under mätperioden men uppvisade utom i undantagsfall endast små svängningar, varför endast en notering per försök var nödvändig. Alla temperaturer registrerades kontinuerligt på skrivare under mätperioden. Vid sockerförsök togs prov för koncentrationsbestämning från mätkärlen för ingående produkt respektive koncentrat.

Försöket avslutades med att kondensatbyrettens utlopp öppnades, koncentratet leddes till avlopp eller uppsamlingskärl samt att mätkärllet för ingående produkt påfylldes.

Ett nytt försök kunde nu påbörjas.

3. ENTUBSINDUNSTAREN

Försöksindunstaren med 10 tuber byggdes om för att möjliggöra försök med de väsentligt lägre massflöden och effekter, som blev aktuella med endast en tub i indunstaren. Tublängden varierades i detta fall mellan 0.3 och 0.75 m. Som produkt användes uteslutande vatten. Mätutrustningen var något mera omfattande.

3.1 Försöksuppställning

De största förändringarna i förhållande till tidigare apparatur var i utrustningen för inmatning och förvärmning av ingående produkt (vatten). Flödesschemat för den nya uppställningen framgår av fig 4. Ett större termostatbad för laboratorieändamål (effekt 840 W, rymd 28 dm^3) fungerade som förrådskärl och som första förvärmare för produkten. Från termostatbadet matades produkten kontinuerligt med hjälp av en kugghjulspump, vars motor var försedd med variator. Pumpen fungerade emellertid ej enligt displacementsprincipen, på grund av stort internt läckage, varför en nålventil utnyttjades för reglering av flödet. Produkten passerade en rotameter till en värmeväxling, där den uppvärmdes av ånga. Efter värmeväxlingen passerade produkten till en separator, där den skildes från kondensat. Luft inlästes i separatorn. Kondensat från separatorn och från en kondensor passerades till en byrett för mätning. Produkten passerade en rotameter och samlades i en behållare för "produkt".

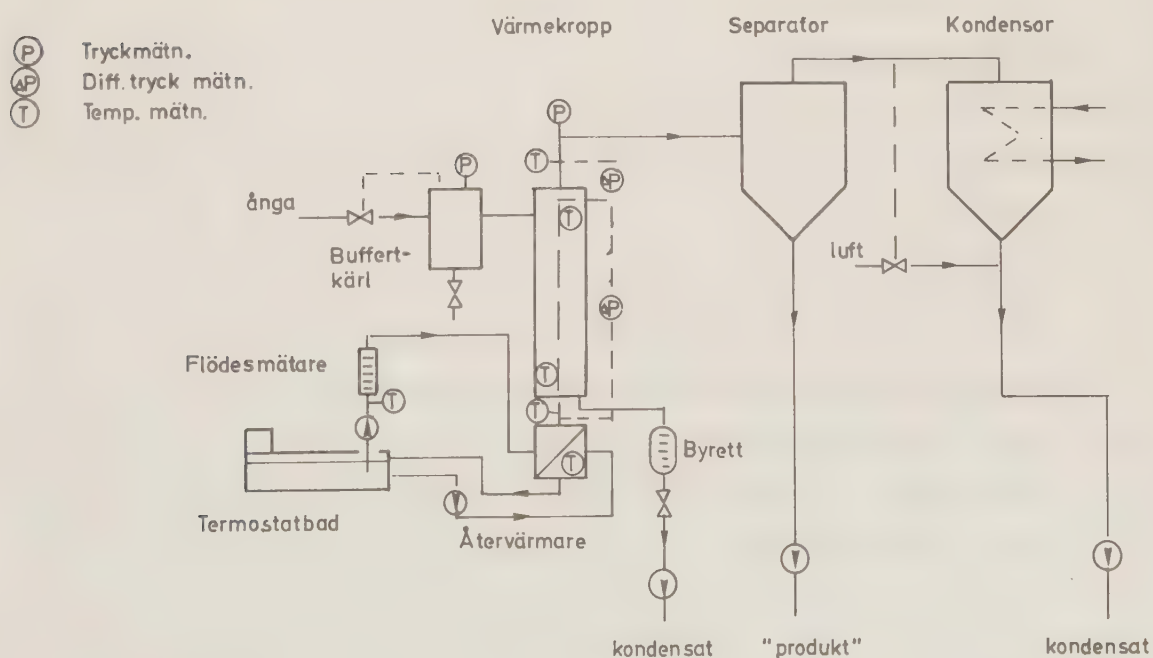


Fig. 4 Apparatschema - entubsindunstaren

och sedan en väl tilltagen återvärmare (värmeyta 0.013 m^2) bestående av en tubspiral (tubdiameter 4 mm) i ett cylindriskt kärl och placerad omedelbart under värmekroppen. Återvärmaren erfordrades till följd av de stora temperaturfall, som, vid de här förekommande låga flödena, uppstod i pump, rotameter och slangförbindelser. Produkten, som strömmade i spiralen, värmdes med cirkulerande vatten från termostadbudet till praktiskt taget samma temperatur, som rådde i detta. Cirkulationen upprätthölls med en centrifugalpump.

Primärkondensatet rann nu till en väsentligt mindre byrett (100 cm^3) än tidigare. Kondensatet fångades upp med en tratt vid tubens nederdel, och för att säkerställa god nedrinning av kondensat genom den trånga förbindelse, som nu fanns, var en särskild slangförbindelse arrangerad mellan byretten och värmekroppens ångmantel för förträngning av luften i byretten under fyllning. Kondensat, som bildades på mantelns insida på grund av värmeläckage, rann samma väg som allt kondensat gjorde i den tidigare apparaturen. Tubkondensat och mantelkondensat förenades vid inloppet till kondensatpumpen.

Produkten från separatorn vägdes nu inte, utan den pumpades direkt till avloppet. Det antogs nämligen, att återkondensationen i rör och separator skulle vara så stor, att koncentratflödesmätning var meningslös.

3.2 Värmekroppen

Avvikelserna från tidigare apparat gällde tubpaket, inloppsarrangemang samt tryckuttag.

"Tubpaketet" (fig 5) bestod nu av en tub, en löstagbar övre gavel av i det närmaste samma typ som tidigare samt en löstagbar nedre gavel, som samtidigt utgjorde värmeväxlarens nedre gavel, eftersom fördelningslåda ej var aktuell. Olika tublängder åstadkoms genom byte av tub. Nominella tublängder i försöken var 0.3, 0.45, 0.6 och 0.75 m. Gavlarna hölls fast med klämkopplingar.

Övre gaveln hade genomföring för tryckuttag, för att möjliggöra tryckmätning i en punkt, som motsvarade samlingslådan hos 10-tubsindunstaren trots den väsentligt större tjockleken (26 mm) för gaveln inklusive klämskivor hos 1-tubsindunstaren. Tryckuttaget var beläget 11 mm ovanför "gavelpaketets" nedre kant, vilket skall jämföras med 10-tubsindunstarens

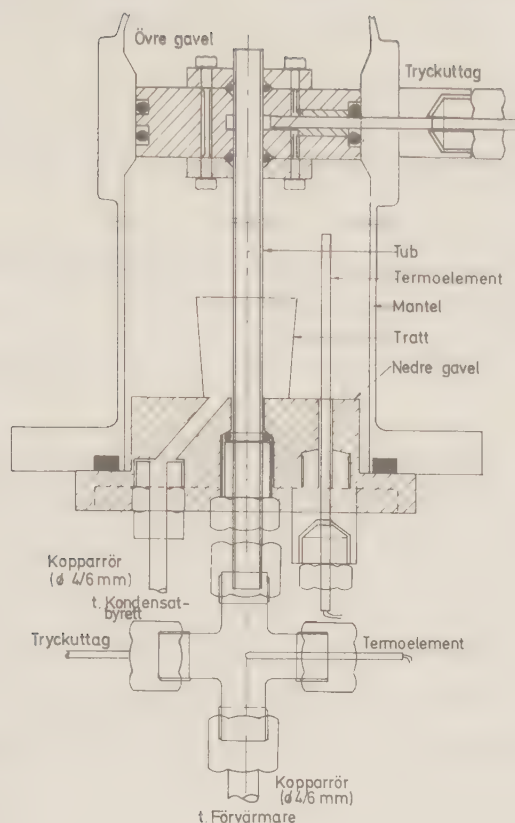


Fig. 5 Tubpaket - entubsindunstaren (skala: 2:3)

gaveltjocklek, 14 mm. Kring tuben var urfräst en kammare, som stod i förbindelse med tubens insida via fyra borrarade hål ($\varnothing$ 2 mm) i tubväggen. Hålen var belägna 22 mm från tubens övre ände. Från gavelns mantelyta var en kanal borrarad radiellt till kammaren. Genom en nippel med klämkoppling fördes en kanyl ($\varnothing$ 2 mm) utifrån genom kanalen till kammaren. I kanalen fanns en gummiring, som tätade mot kanylen. Gavelns båda O-ringar bidrog till tätningen mot primärsidan respektive sekundärsidans samlingslåda.

Nedre gaveln (tjocklek 18 mm) var försedd med en tratt kring tuben. Från trattens botten var en kanal ($\varnothing$ 3 mm) borrarad genom gaveln till en slangnippel på undersidan för vidare förbindelse till mätbyretten. Gaveln hölls på plats med samma flänsförband som i den tidigare apparaten. Tuben skjöt ut ca 22 mm från gaveln och anslöts med en konkoppling till ett kopparrör, som i sin tur, via ett grenrör för tryckuttag och termoelement, anslöts till återvärmaren. Tryckuttaget och termoelementet var beläget 34 mm under tubgavelns undersida. Rörförbindelsen mellan värmekroppens underkant och återvärmarens överkant var ca 100 mm lång och isolerades väl.

Tubgenomföringarna i gavlarna var så tilltagna att en tunn spalt fanns mellan tub och gavel. Den fria tublängden var lika med den nominella tublängden (± 2 mm).

3.3 Mätutrustning

Mätutrustningen var på de flesta punkter ny i förhållande till tidigare apparatur. Endast manometrarna för primär- och sekundärångtryck och termoelementen i ångmanteln och samlingslådan användes på nytt.

Temperaturer mättes med termoelement av samma typ som tidigare. Ytterligare ett termoelement i ångmanteln fanns nu i dess nedre del. Temperaturmätningen i tubinloppet visade sig vara problematisk. De små vätskeflödena (laminär strömning) medför, att även ringa värmeläckage får stora följder för temperaturbilden i kanalen. Vid det lägsta använda flödet ($2.5 \cdot 10^{-4}$ kg/s) ger ett värmeläckage av 1 W en sänkning av "mixed cup temperature" med ca 1°C och betydligt större temperatursänkning vid väggen.

Tryckskillnader mättes dels mellan grenröret vid inloppet och samlingslådan, dels mellan tryckuttaget genom övre tubgaveln och samlingslådan. Som givare användes två identiska kommersiella differenstryckmätceller av membrantyp (Statham PH 8052, mätområde ± 500 mm vp). Rörelser i membranet detekteras av fyra trådtöjningsgivare i en bryggkoppling (fullbrygga). Bryggspänning (10 V) erhöles från ett spänningsaggregat. Utsignalen från varje cell registrerades på en tvåkanalers linjeskrivare. Hög noggrannhet och små volymändringar karakteriserar denna mätutrustning. Anslutningarna mellan tryckuttag och celler utgjordes av transparent instrumentluftslang ($\emptyset 4$ mm), som hölls fylld med vatten. Påfyllning av vatten i slangarna underlättades av att cellerna var försedda med nipplar för tömning av luft. På grund av det låga trycket på sekundärsidan frigjordes löst luft, särskilt i början av en försökssession. Luftbubblor na oskadliggjordes genom skakning av slangen, varvid de agglomererade till en luftplugg i den horisontella delen av förbindelsen omedelbart intill tryckuttaget. Luftpluggen drevs emellanåt ut genom en slangförbindelse till vakuumpumpen.

Flödesmätningarna gjordes med rotameter för ingående produkt och med byrett och klocka för primärkondensat. Utgående produktflöde mättes ej. Rotametern (Fischer & Porter 10 A 3237 N) var speciellt avsedd för mycket

små flöden och hade därför sfärisk flytkropp, vilket medför stor viskositetskänslighet. Temperaturen mättes därför i inloppet till rotametern. Rotameterens utslag vid givet flöde kontrollerades vid olika temperaturer före försöken, varvid det konstaterades att mätmetoden fungerade. Primärkondensatflödet mättes med den nya byretten på samma sätt som tidigare.

3.4 Experimentell teknik

3.4.1 Förberedelser

Termostatbadet fylldes med avjoniserat vatten. Termostaten ställdes in på önskad temperatur, dvs den temperatur som produkten preliminärt skulle ha, när den lämnade återvärmaren. När önskad temperatur uppnåtts, sattes cirkulationskretsen för återvärmare igång och startades inmatningen av produkt. Önskat produktflöde ställdes in med nålventilen. Förberedelserna för primärångan vidtogs enligt tidigare, och kylvatten till kondensorn kopplades på. Vakuumpumpen startades och primärångan släpptes på. Trycken på primär- och sekundärsidan ställdes in. Avluftningsventilerna öppnades och lämpligt avdrag ställdes in. Kondensatpumpen startades. På grund av de små produktflödena fick "koncentratpumpen" arbeta intermittent med separatorn som buffertkärl. Anläggningen var nu i drift och klar för en försöksserie.

3.4.2 Försök

Varje försök genomfördes med konstanthållning, i möjligaste mån, av ingående produktflöde, primär- och sekundärtryck samt förvärmningstemperatur. Liksom tidigare skulle förvärmningstemperaturen anpassas efter inloppstrycket, varför ett antal justeringar av temperaturen fick göras före de egentliga mätningarna. Av samma skäl som tidigare var det nödvändigt att utsträcka mätningarna över en viss tid. Flödesmätningen med byretten tog 2-5 minuter, inom vilken tid övriga mätningar gjordes.

Några minuter före mätningarna stängdes kondensatbyrettens utlopp, så att byretten kom att fyllas till utgångsnivån för mängdmätningen. Manometrarerna för primär- och sekundärångtrycken samt rotametern för ingående produkt avlästes. Tryckfall på sekundärsidan och alla temperaturer registrerades kontinuerligt på skrivare.

Försöket avslutades med att kondensatbyrettens utlopp öppnades. Ett nytt försök kunde nu påbörjas.

4. BEARBETNING AV PRIMÄRDATA. MÄTRESULTAT

Mätresultatet av ett experiment kan väsentligen uttryckas med två storheter, ett skenbart värmegenomgångstal och en tryckdifferens mellan inlopp och utlopp på sekundärsidan ("tryckfall"). Dessa storheter erhålles ur primärdata med hjälp av sortomvandlingar, korrigeringar för systematiska fel i mätorgan, vissa apparaturbetingade korrigeringar och några enkla beräkningar. Dessa beräkningar kräver tillgång till fysikaliska data som funktion av temperatur och vid sockerlösningar även koncentration. För att underlätta bearbetningen av primärdata har dator använts.

4.1 10-tubsförsök

Ett BASIC-program har framtagits för bearbetning av primärdata från 10-tubsförsöken (bilaga 2). De systematiska fel som termoelement och primärångtrycksmanometer uppvisade kompenserades här. Likaså gjordes korrektion för värmeförlusterna till omgivningen från värmekroppen. Primärångtemperaturen beräknades ur motsvarande ångtryck med hjälp av mättningskurvan. Överhettningssentalpier har genomgående försumrats. Programmet beräknar även utgående sockerkoncentration ur energi- och massbalanser. Utdata från programmet är överförd värmeeffekt, skenbart värmegenomgångstal, utgående koncentration samt tryckfall. Det erhållna mätresultatet framgår ur tabell i bilaga 3.

4.2 1-tubsförsök

Programmet från 10-tubsförsöken omarbetades (bilaga 2), för enbart vattenberäkningar. Värmeläckagekorrektion bortföll och tryckfallsbearbetningen gjordes utanför programmet. Utdata från programmet är överförd värmeeffekt, skenbart värmegenomgångstal, skenbar temperaturdifferens samt utloppstemperatur. Resultatet framgår av tabell i bilaga 3.

Tryckfall på sekundärsidan erhöles ur tryckskillnadsmätningarna, dels mellan tryckuttaget och samlingslådan (oegentlig benämning här), dels mellan tryckuttaget genom övre tubgaveln och samlingslådan, varvid korrigering för vertikala manometerledningar gjordes.

Således erhöles ett större tryckfall (till samlingslådan) och ett mindre tryckfall (till övre tryckuttaget). Resultatet framgår av tabell i bila-

ga 3. Då 1-tubsindunstaren vid jämförelse med 10-tubsindunstaren skenbart bör ha sitt tubutlopp i höjd med tryckuttaget genom gaveln (se 3.2), är det mindre tryckfallet av särskilt intresse. Dessutom bör då den skenbara temperaturdifferensen och det skenbara värmegenomgångstalet refereras till denna punkt. Tryckfallet från denna punkt till samlingslådan har omräknats till temperaturfall (mättning), som adderats till den uppmätta temperaturen i samlingslådan, varvid en rimlig uppskattning av temperaturen i nämnda punkt erhållits. De kompenserade temperaturdifferenserna och värmegenomgångstalen finns i tabell i bilaga 3.

Emedan det nedre tryckuttaget av praktiska skäl var beläget 34 mm under nedre tubgavelns undersida, kompenserades det för det antagna tryckfallet på denna sträcka (se 3.2). Detta tillgick så att först jämfördes inloppstemperaturen med mättningstemperaturen, svarande mot det uppmätta trycket vid nedre tryckuttaget. Om mättningstemperaturen var högst, indikerande enfasströmning, kompenserades tryckfallet med 0.003 bar motsvarande 34 mm vp. Om mättningstemperaturen var lägst, indikerande tvåfasströmning, kompenserades tryckfallet med 0.001 bar, vilket antogs vara en rimlig uppskattning av tvåfastryckfallet på denna sträcka vid mycket låg ånghalt. Kompensationsberäkningen genomfördes med hjälp av ett enkelt datorprogram (bilaga 4). Resultatet framgår av tabell i bilaga 3.

5. DATORSIMULERING

Beräkningar av värmeöverföringen i en indunstaress värmekropp på basis av teoretiska samband lämpar sig väl för en dator. Kopplingen av tre värmetransportmekanismer - kondensering av ånga, värmeledning i metall, kokning i strömmande vätska, kopplingen av värme- och impulstransport på koxsidan, kopplingen mellan förvärmningszonens längd och andra fenomen samt förekomsten av variabla fysikaliska data i systemet gör handräkning orealistisk. Genom uppdelning av tublängden i ett antal differentiella element kan approximativt alla storheter inom ett element anses konstanta, varför lösandet av ekvationerna för ett element är relativt enkelt. Omfattande passningsräkning med tillgripande av olika konvergensmetoder erfordras normalt för att beräkna en hel värmekropp utifrån teoretiska samband. Beräkningarnas genomförande är i hög grad beroende av vilka storheter som önskas beräknade och vilka storheter som är givna. Antalet storheter, som skall ges, är dock reglerat av antalet frihetsgrader i systemet.

Simulering av ett fysikaliskt system innebär, att systemets egenskaper efterliknas så bra som möjligt antingen konkret med ett analogt fysikaliskt system (oftast elektriska kretsar) eller abstrakt genom upprepade diskreta beräkningar med hjälp av matematiska modeller av systemet. Om, som i det här fallet endast systemets statiska egenskaper är av intresse bortfaller tidsaspekten vid simuleringen. Simuleringen kan då genomföras som satsvisa beräkningar med en digitaldator med villkoret, att konstruktionsdata och de driftsdata, som vid ett experiment kan fastläggas av operatören, är givna data och övriga driftsdata inklusive sådana som ej är åtkomliga för mätning är beräknade data. Om transportmotstånd uppskattas med litteraturmetoder, kan betydande avvikelser finnas mellan experiment och simulering hos beroende variabler. Andra ofullkomligheter i modellerna samt mätfel bidrar också till avvikelserna. Genom inläggande av empiriska korrekitioner kan vissa viktiga beroende variabler fås att överensstämma mellan experiment och simulering, vilket egentligen är nödvändigt om simulering skall ersätta ytterligare experiment.

Avsikten med simuleringsberäkningar i det här arbetet kan sammanfattas i följande punkter:

- 1) Undersöka litteraturmetodernas användbarhet i en modell av indunstaren.

- 2) Erhålla kunskap om sannolika, lokala förhållanden i kokkanalen i frånvaro av direkta mätvärden.
- 3) Underlätta uppställandet av en korrelation för skenbara värmegenomgångstalet hos indunstaren.
- 4) Möjliggöra intelligenta extrapolationer av mätvärden.

Vid avdelningen är ett program under utveckling för statisk simulering av komplicerade flereffektsindunstare [2]. I programmet ingår rutiner för simulering av en indunstningsapparat. Dessa rutiner har utnyttjats för att simulera förhållanden vid stationär drift av klenstubsindunstaren. De ursprungliga rutinerna har i viss mån anpassats för de extrema betingelser som karakteriserar kokningen i klenstubsindunstaren.

Tuben indelas i 11 längdelement, varav ett element är reserverat för förvärmningszon, om sådan finns, medan övriga element karakteriseras av lika överförd värmemängd. Transportmotstånd i varje element uppskattas med litteraturmetoder. Empiriska korrektioner har ej inlagts.

Av stort intresse var att jämföra de beräknade skenbara värmegenomgångstalen och totala tryckfallen med motsvarande mätresultat för att utröna, om gängse tvåfaskkorrelationer kan användas för de extrema förhållanden som rått i detta arbete.

Vid simuleringen av 1-tubsförsöken, som var upplagda med systematisk variation av viktiga oberoende storheter (koktemperatur, massflöde av produkt, skenbar temperaturdifferens samt tublängd), öppnade sig en möjlighet att helt på det teoretiska planet studera de viktigaste oberoende variablernas inverkan på tryckfall och värmeöverföring. I frånvaro av experimentell mätvärdesspridning kan lättare hypoteser om oberoende variablers inverkan uppställas bl a för att underlätta en effektiv presentation av försöksresultaten gärna i korrelerad form. Kompletterande simuleringar, speciellt med sockerlösningar, har då varit till stor hjälp samtidigt som det experimentella områdets gränser flyttats ut.

5.1 Förutsättningar

En vattenlösning strömmar under förångning uppåt med konstant och given flödes hastighet i en vertikal tub med givna dimensioner. På utsidan kon-

denserar vattenånga utesluter hela dess längd. Tvåfasströmningen i tuben antas väta tubväggen i hela dess längd, det vill säga så kallad "dry-out" får ej inträffa. Inga anordningar finnes för att avleda kondensat från tuben. Inertgas antas ej störa kondensationen. Primärångan, som förutsättes vara mättad, har så låg hastighet i ångmanteln att skjuvkrafter i fasgränsytan kan försummas. Likaså är tryckgradienter i längdriktningen försumbara. Kondensatets underkylning försummas i värmebalansen. Före inträdet i tuben antas produkten vara helt i vätskeform med given temperatur och koncentration. Om ingående vätska är överhettad i förhållande till trycket i tubens inlopp, antas den genomgå en momentan, adiabatisk expansionsförångning i tubinloppet ("strykning"). Härav följer att en före inloppet partiellt förångad vätska måste behandlas som en starkt överhettad vätska med samma entalpi.

Sekundärångstemperaturen i utloppet är given, medan primärångstemperaturen beräknas, så att ett givet kondensatflöde erhålles. Härav följer att, emedan massflöde och inloppstemperatur är givna storheter från experimentet, lokala storheter i kokkanalen, såsom ånghalt, temperatur, tryck, fysikaliska data, är så lika motsvarande experimentella, men ej uppmätta, värden som möjligt. Förutsättningarna för att simulerade värmeöverföringstal på insidan och tryckfallsvärden skall vara så lika experimentella värden som är möjligt utan empiriska korrektioner, ökar härmed. Nackdelen av, att den beräknade primärångstemperaturen i regel då ej överensstämmer med den uppmätta, är ej så stor, emedan kondensationen är relativt temperaturokänslig. Värmeöverföringstalet på utsidan är i första hand beroende av kondensatflödet. Det skenbara värmegenomgångstalet, som är beroende av värmeöverföringstalen på in- och utsidan och det tryckfallsberoende temperaturfallet i kokzonen, uppskattas härigenom på bästa sätt och kan direkt jämföras med motsvarande uppmätta värde.

Vad ovan sagts gäller ej nedersta delen av tuben. Även små skillnader mellan experiment och simulering i temperatur i kokzonens nedre del påverkar förvärmningszonens längd markant, vilket i första hand inverkar på tryckfallsuppskattningen. Bättre överensstämmelse borde erhållas, om inloppstemperaturen ej sattes lika med experimentets inloppstemperatur utan fick anpassa sig efter det beräknade tryckfallets avvikelse från det uppmätta.

Programmet arbetar med godtyckligt tubantal. Det totala flödet antas lika fördelat mellan alla tuber. Flödesfluktuationer mellan parallella tuber och intermittent bakåtströmning av sekundärånga i sådana fall beaktas ej.

Detta bör noteras vid simulering av 10-tubsförsök (se 2.2). Högsta tillåtna anghalt i programmet är 0.80. Om en högre anghalt har framräknats i ett element, justeras den till detta värde. Simuleringen kan då anses ogiltig speciellt vad beträffar det erhållna skenbara värmegenomgångstalet.

5.2 Använda samband

5.2.1 Värmeöverföringstalet för kondensationen

Lokala värmeöverföringstalet för kondensationen beräknas enligt Chun & Seban [3]. Metoden är en utvidgning av Nusselts filmteori [4] med en empirisk korrelation för det Re-område som karakteriseras av vågbildning i den laminära filmen.

Re-talet för filmen definieras

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu}$$

där Γ är vätskeflödet per längdenhet av filmens bredd.

$$\text{För } Re < 2.44 \left(\frac{\mu g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \quad \text{gäller}$$

$$\alpha = 1.10 \left(\frac{\lambda^3 g}{\nu^2} \right)^{1/3} Re^{-1/3}$$

$$\text{För } 2.44 \left(\frac{\mu g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} < Re < 5800 \quad Pr^{-1.06} \quad \text{gäller}$$

$$\alpha = 0.82 \left(\frac{\lambda^3 g}{\nu^2} \right)^{1/3} Re^{-0.22}$$

För $Re > 5800 \quad Pr^{-1.06}$ är filmen turbulent (ej aktuellt)

5.2.2 Värmeöverföringstalet i förvärmningszonen

Värmeöverföringstalet i förvärmningszonen (laminär strömning) beräknas enligt Hausen [5]. Metoden är en matematisk regression av Grätz' [6] och Nusselts [7] teoretiska lösningar enligt

$$Nu_{medel} = 3.65 + \frac{0.0668 (D/L) Re Pr}{1 + 0.04 [(D/L) Re Pr]^{2/3}}$$

Nu_{medel} beräknas för förvärmningszonen som helhet med fysikaliska data insatta vid aritmetriska medeltemperaturen.

5.2.3 Tryckgradienten i kokzonen

Lokala tryckgradienten i kokzonen beräknas m h a en separatflödesmodell enligt Collier [8] med följande förutsättningar:

- konstant men olika hastighet hos vätske- och gasfas
- termodynamisk jämvikt mellan faserna
- användning av empiriska korrelationer för att relatera tvåfasfriktionsmultiplikator ϕ_L och hålrumsfraktion (void) R_G till systemets oberoende variabler

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{2f_L G^2 (1-x)^2 v_L}{D} \phi_L + G^2 \frac{dx}{dz} \left[\left[\frac{x v_G}{R_G} - \frac{2(1-x)v_L}{R_L} \right] \left(\frac{\partial R_G}{\partial x} \right)_p \left[\frac{(1-x)^2 v_L}{R_L^2} - \frac{x^2 v_G}{R_G^2} \right] \right] + g (\rho_G R_G + \rho_L R_L)}{1 + G^2 \left[\frac{x^2}{R_G} \left(\frac{dv_G}{dp} \right) + \left(\frac{\partial R_G}{\partial p} \right)_x \left[\frac{(1-x)^2 v_L}{R_L^2} - \frac{x^2 v_G}{R_G^2} \right] \right]}$$

De tre termerna i täljaren är tryckgradienter orsakade av friktion, acceleration betingad av förångning samt gravitation.

$$\frac{x^2}{R_G} \left(\frac{dv_G}{dp} \right) \text{ och } \left(\frac{\partial R_G}{\partial p} \right)_x \left[\frac{(1-x)^2 v_L}{R_L^2} - \frac{x^2 v_G}{R_G^2} \right]$$

är proportionella mot accelerationstryckgradienter betingade av gasfasens expansion till följd av trycksänkning respektive hålrumsfraktionsökning. I det tryckområde, som undersökts i detta arbete, är den förra dominerande på grund av det höga värdet av $\frac{dv_G}{dp}$. Endast då den högra termen i nämnaren är försumbar (icke-kompressibel gasfas), är alltså de olika tryckgradienterna additiva. Vid små gasfasflöden och ej alltför låga tryck är detta villkor approximativt uppfyllt. Nämnaren kan nu skrivas $1-Ma$ där Ma = "Machtal" har sin motsvarighet hos kompressibel enfasströmning.

Tvåfasfriktionsmultiplikatorn beräknas enligt Lockhart-Martinelli [9]. Den definieras enligt

$$\phi_L = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{TP}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_L}}$$

där friktionstryckgradienten för tvåfasströmningen relateras till friktionstryckgradienten för enfasströmning av vätskeandelen ensam i kanalen. Lockhart-Martinelli korrelerade ϕ_L till en variabel X (Martinelliparametern) som definieras enligt

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_L}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_G}}$$

där friktionstryckgradienten för enfasströmning av vätskeandelen relateras till motsvarande för gasandelen. Resultatet, som grundade sig på försök med tvåkomponentströmning utan värmeförlust i horisontella rör presenterades grafiskt. Metoden har dock ofta använts vid kokande enkomponentströmning i vertikala rör. Gravitationskrafternas inverkan på strömningsbilden och impulsöverföringen tenderar att bli försumbar, när tröghetskrafterna blir stora. Vid stora friktionstryckfall bör därför tuborieringen spela mindre roll.

Beroende på om enfasströmningen av vätskeandel och gasandel ansågs strömma laminärt eller turbulent med tämligen godtyckligt valda omslagskriterier, gjordes separata korrelationer för de fyra strömningsfall som är möjliga. Om gasfasen vid vertikal strömning överhuvudtaget kan vara laminär har ifrågasatts [10]. I detta arbete är $Re_G > 2000$ i de fall då friktionstryckgradienten är betydelsefull. Med antagande av turbulent strömmande gasfas är två fall möjliga, som betecknas vt (viscous, turbulent) respektive tt (turbulent, turbulent). Omslaget mellan dessa anger L-M till $Re_L = 1000$. Brauer [11] anger $Re_L = 400$ med vågbildning begynnande redan vid $Re_L \approx 10$. I detta arbete är $Re_L < 700$ och i de fall, då friktionstryckgradienten är betydelsefull, avsevärt lägre, varför strömningsfallet vt har ansetts råda genomgående. Enligt L-M gäller då

$$X_{vt}^2 = 348 Re_G^{-0.8} \frac{1-x}{x} \frac{\rho_G}{\rho_L} \frac{\mu_L}{\mu_G}$$

med antagandet att turbulent enfasströmning har friktionsfaktorn korrele-

rad enligt

$$f = 0.046 \operatorname{Re}^{-0.2}$$

Blasius [12] anger

$$f = 0.079 \operatorname{Re}^{-0.25}$$

Analys visar att skillnaden mellan dessa sätt att beräkna friktionsfaktorn har minst och försumbar inverkan vid de strömningsförhållanden då friktionstryckgradienten är betydelsefull.

5.2.4 Hålrumsfraktionen

Hålrumsfraktionen R_G beräknas också enligt Lockhart-Martinelli [9]. L-M korrelerade R_G (och R_L) till X . Ett samband, som presenterades grafiskt, erhöles för alla strömningsfallen, men spridningen i materialet var stor, särskilt vid måttliga R_L -värden motsvarande $ca\ 0.14 < X < ca\ 1.7$. Trots den större säkerheten vid höga R_L -värden är inverkan av tuborientering störst i detta område. Den stratifierade strömningen vid horisontell strömning har ingen motsvarighet vid vertikal strömning. Den på hålrumsfraktionen grundade gravimetriska tryckgradienten är som störst i detta område motsvarande nedre delen av tuben. Under dessa förhållanden hade Hughmarks [13] korrelation i princip varit att föredra.

De lägsta X -värdena (< 0.10) motsvarade genomgående strömningsfall vt. Regressionen i detta område, $0.03 < X < 0.10$ motsvarande $0.96 < R_G < 0.98$, baserar sig dock endast på 4-5 försök. Motsvarande punkter ansluter emellertid ganska väl till linjen. Då X vid vissa av experimenten i detta arbete faller i området 0.01-0.03 har regressionslinjen förlängts linjärt. Trots osäkerheten för $X < 0.10$ är i detta område den uppskattade gravimetriska tryckgradienten nästan försumbar i förhållande till övriga tryckgradients. Området är emellertid av stort intresse i samband med diskussionen om vätningskris ("dryout") nedan.

5.2.5 Värmeöverföringstalet i kokzonen

Lokala värmeöverföringstalet i kokzonen beräknas enligt Chen [14]. Värmeöverföringstalet (α_{TP}) erhålles som summan av ett bubbelkokningsbidrag α_{bub} och ett konvektivt bidrag α_{kon} .

$$\alpha_{\text{bub}} = \frac{0.00122 (c_p)_L^{0.45} \rho_L^{0.49} \lambda_L^{0.79} g^{0.25}}{\sigma^{0.5} r^{0.24} \mu_L^{0.29} \rho_G^{0.24}} (\Delta t_{\text{mättn}})^{0.24} (\Delta p_{\text{mättn}})^{0.25} S$$

$$\alpha_{\text{kon}} = 0.023 \frac{\lambda_L}{D} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.33} F$$

där $F = f(X_{tt})$ och $S = f(Re_L F^{1.25})$ är empiriskt bestämda koefficienter.

Beräkningen av α_{kon} förutsätter, att vätskefasen strömmar turbulent, vilket strider mot vad som sagts ovan, men samtidigt påpekades det, att vågbildning inträder för mycket låga Re -tal. Den rent konduktiva värmeöverföringsmekanismen, som en strikt laminär modell medför, skulle uppskatta värmeöverföringstalet alldeles för lågt. Härtill kommer, att bubbelbildning vid kokning förorsakar en kraftig omrörning i vätskefasen. Då Chen's korrelation utnyttjats framgångsrikt även i vt-fallet [15], och bättre korrelationer ej finnes, användes den här utan modifieringar.

Korrelationen ger emellertid alldeles för höga värden, när vätskefilmen har torkat ut ("dryout"). Detta sker ej tvärt, utan först uppträder vandrande torra fläckar, som växer i yta och till slut täcker väggen, varvid det lokala värmeöverföringstalet sjunker drastiskt [16]. Under dessa förhållanden inträder "dryout" redan vid en ånghalt av 40-50 %. Efter "dryout" strömmar all vätska som droppar i gasfasen. Kriterier för "dryout", som redovisas i litteraturen [17, 18, 19], är hel- eller halvempiriska, vilket medför, att det i vissa fall är omöjligt och i andra fall är riskabelt att använda dem utanför deras uttalade giltighetsområden. Således är tryck under atmosfärstryck ej medtagna. De baserar sig på försök med givna värmeflöden i varje punkt, elektrisk motståndsvärmning, vilket medför, att en hastig temperaturhöjning uppstår i väggen vid tendenser till dålig vätning, medan vid värmeväxling väggen aldrig får högre temperatur än det värmande mediet. I det förra fallet kan övergången mellan fullständig vätning och helt torr vägg ske på kortare sträcka än i det senare fallet. Metodernas precision vid lokalt varierande värmeflöden (ex vid värmeväxling) är mindre god. Känsligheten för inloppsförhållanden är också stor, eftersom andelen vätska, som strömmar som droppar (medryckningen) i den övre delen av tuben, påverkas av om det är vätska under mätningstemperatur eller om det är tvåfasfluidum i inloppet. I det senare fallet spelar tillvägagångssättet vid framställningen av fasblandningen stor roll. Litteraturmetoderna specificerar därför inloppsförhållandena.

I indunstningstekniken är fullbordad "dryout" ett ointressant problem, emedan i regel svår försmutsning av värmeytan inträder redan när vätskefilmen har blivit mycket tunn och därmed starkt koncentrerad med avseende på lösta ämnen. Vid l-tubsförsöken med vatten är det emellertid uppenbart, att "dryout" har inträffat i vissa fall, vilket framgår i kap 6. Då ingen av de traditionella metoderna föreföll vara användbar för de förhållanden, som har rått i detta arbete, gjordes ett försök att finna ett kriterium med giltighet åtminstone för dessa förhållanden (bilaga 5). Detta kriterium överensstämmer med tankegångar, som Hughmark [20] har haft, i samband med analys av experimentella data av Dengler och Addoms [21] för användning i beräkningsmetoder för termosifoner. Enligt detta kriterium kan uppkomsten av "dryout" relateras till en kritisk hålrumsfraktion. Önskvärt vore att detta kriterium infördes i programmet tillsammans med en lämplig korrelation för värmeöverföring efter "dryout" (Förslag: se bilaga 5).

5.3 Tryckfallstillskott i adiabatisk inloppssektion

Då programmet ej medger adiabatiska förhållanden för del av tublängden, har de framräknade tryckfallsvärdena kompenserats för tryckfallet hos tubgenomföringen i nedre tubgaveln. Denna sträcka (18-20 mm) kan anses adiabatisk till följd av att en tunn spalt förhindrar metallisk kontakt mellan tub och tubgavel. Det inloppstryck, som simuleringen gav, ökades med 0.002 bar motsvarande 18-20 mm vp. Mätningstemperaturen svarande mot detta högre tryck jämfördes med inloppstemperaturen. Om mätningstemperaturen var lägst, indikerande tvåfasströmning, bortföll den antagna kompensationen annars ej (jämför 4.2). Kompensationsberäkningen genomfördes med hjälp av ett enkelt datorprogram (bilaga 4). Försök med avsiktlig partiell förångning av ingående produkt har i konsekvens med ovanstående försumbart tryckfall på denna sträcka och behandlas ej.

5.4 In- och utdata

Indata till programmet är följande givna storheter:

Tublängd

Tubdiameter, yttre

Tubdiameter, inre

Värmeyta, total

Värmeledningstal, tubvägg

Flöde, produkt
Flöde, kondensat
Koncentration, ingående produkt
Temperatur, inlopp
Temperatur, utlopp

I programmet finns funktioner för fysikaliska data för vatten, sockerlösning och vattenånga.

Datorprogrammet ger en stor mängd information från varje körning. Utdata från programmet är följande lokala storheter:

Primärsidan

Väggtemperatur
Värmeöverföringstal

Sekundärsidan

Anghalt
Temperatur
Koncentration
Tryckgradient, friktion
Tryckgradient, acceleration (förångning)
Tryckgradient, gravitation
"Mach-tal" (se 5.2.3)
Värmeöverföringstal

Övrigt

Väggtemperatur, medel
Värmegenomgångstal

Dessutom erhålles följande integrala storheter från programmet:

Tryckfall, totalt
Tryckfall, friktion*
Tryckfall, acceleration*
Tryckfall, gravimetri*
Effekt
Skenbart värmegenomgångstal
Primärångtemperatur

*Egentligen summan av lokala tryckändringarna beroende på friktion, acceleration (förångning) respektive gravitation, men de tre summatryckändringarna är tillsammans ej lika med totala tryckfallet p g a olinearitet (se 5.2.3).

5.5 Resultat

Skenbart värmegenomgångstal och totalt tryckfall jämte beräknade värden på primärångtemperatur och skenbar temperaturdifferens redovisas i tabell i bilaga 6. Den beräknade ånghalten i utloppet anges också. Den bör överensstämma med den verkliga, då den är baserad på den uppmätta effekten i indunstaren. Om ånghalten överstiger 0.80 för ett försök, och programmet, som tidigare nämnts, sätter den till 0.80, har den beräknats för hand. Vid dessa försök har de ogiltiga primärångtemperatur-, temperaturdifferens- och värmegenomgångstälvärdena ersatts med ++. Dock har tryckfallsvärdet efter övervägande medtagits i de fall då den verkliga ånghalten i utloppet varit högst 0.84. Något för låga värden bör då ha erhållits.

5.5.1 Samband mellan värmeeffekt och skenbar temperaturdifferens

Vid uppförandet av överförd värmeeffekt mot skenbar temperaturdifferens för vattenförsöken i diagram (fig 6-9) gjordes den märkliga iakttagelsen, att för varje längd och koktemperatur sambandet var linjärt. Vidare hade alla dessa linjer en gemensam skärningspunkt (0 grad;-100 W). Detta antogs vara en ren tillfällighet gällande för kokning av vatten i tuber av dessa speciella dimensioner och i det här aktuella temperaturområdet. Ingen inverkan av massflöde kunde påvisas, vilket även de experimentella undersökningarna (ej "dryout" försök) ger belägg för. Massflödets ringa inverkan kan förklaras teoretiskt, som ett resultat av motverkande faktorer (se bilaga 7). Då programmet ej beaktar "dryout" faller sådana körningar ej utanför ramen.

För att allmänt undersöka giltigheten av linjärt samband mellan värmeeffekt och skenbar temperaturdifferens gjordes ett antal extra simuleringar, som inte motsvarades av försök (se bilaga 6). Dessa extra punkter har markerats särskilt i diagrammen.

För kokning av vatten har följande variabelområden studerats:

Tublängd	0.3-0.75 m
Koktemperatur	50-90°C
Massflöde	$2.4-9.8 \cdot 10^{-4}$ kg/s
Ånghalt	0.06-0.80
Värmefflöde	5-180 kW/m ²

Fig. 6-9 Värmeeffekt som funktion av skenbar temperaturdifferens vid simulering med vatten. () anger extra simulering.

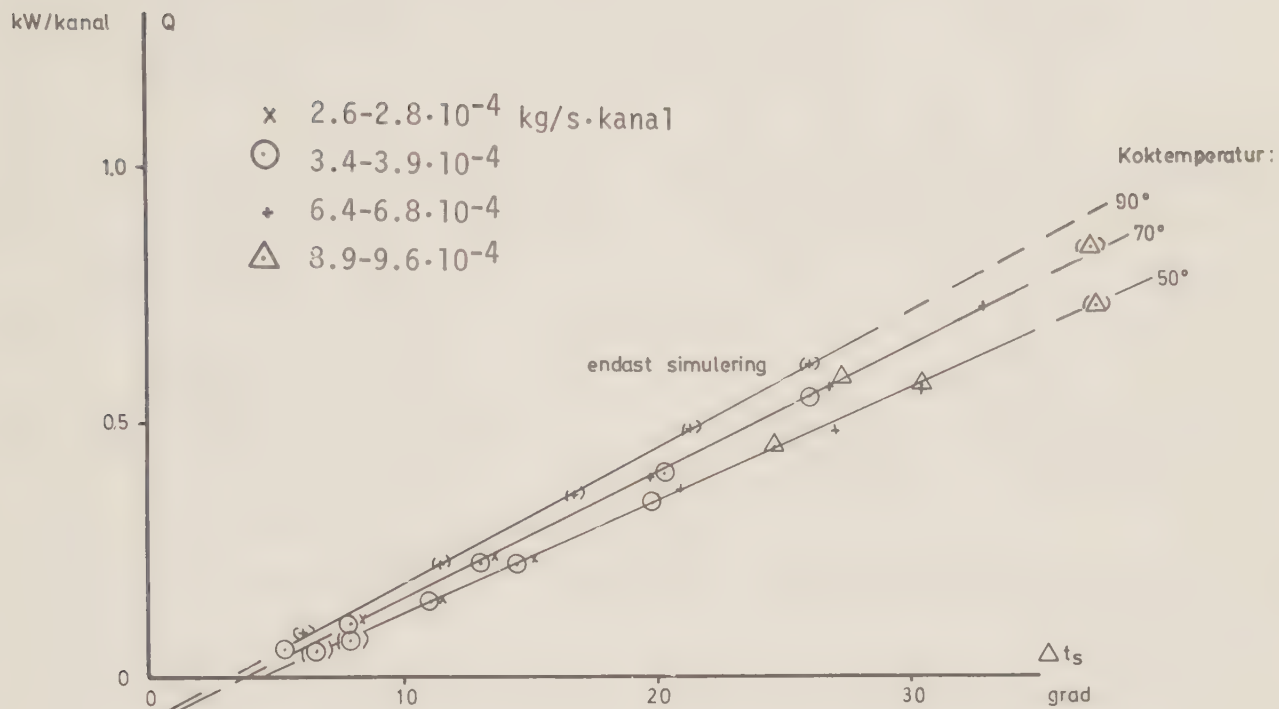


Fig. 6 Tublängd 0.3 m

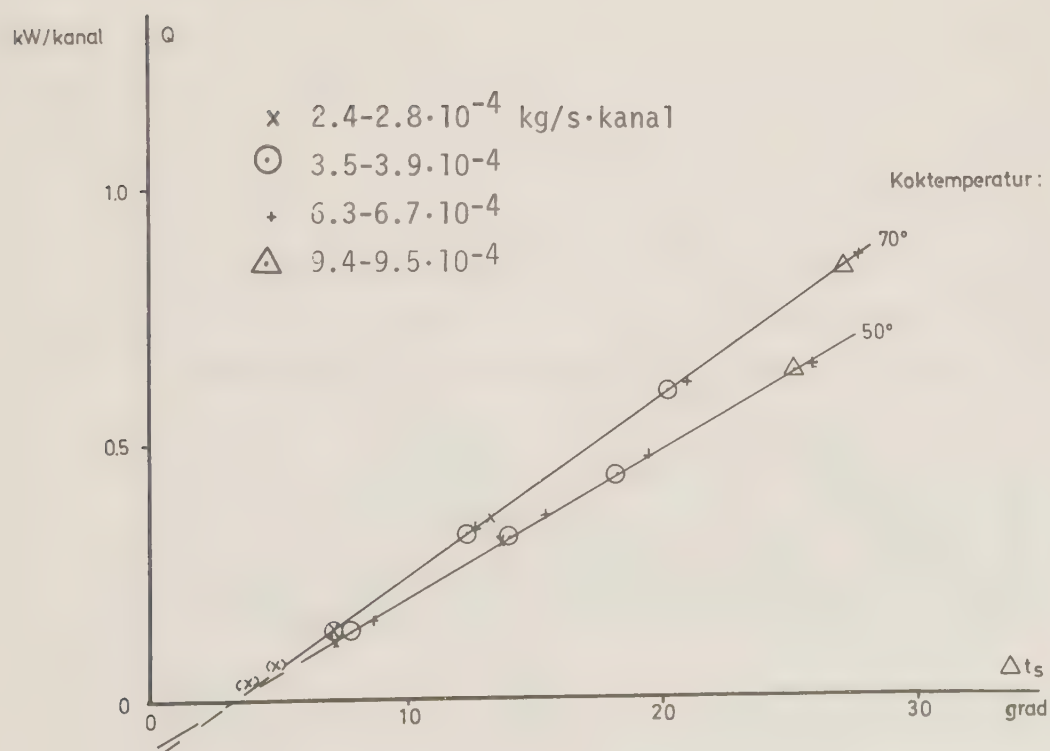


Fig. 7 Tublängd 0.45 m

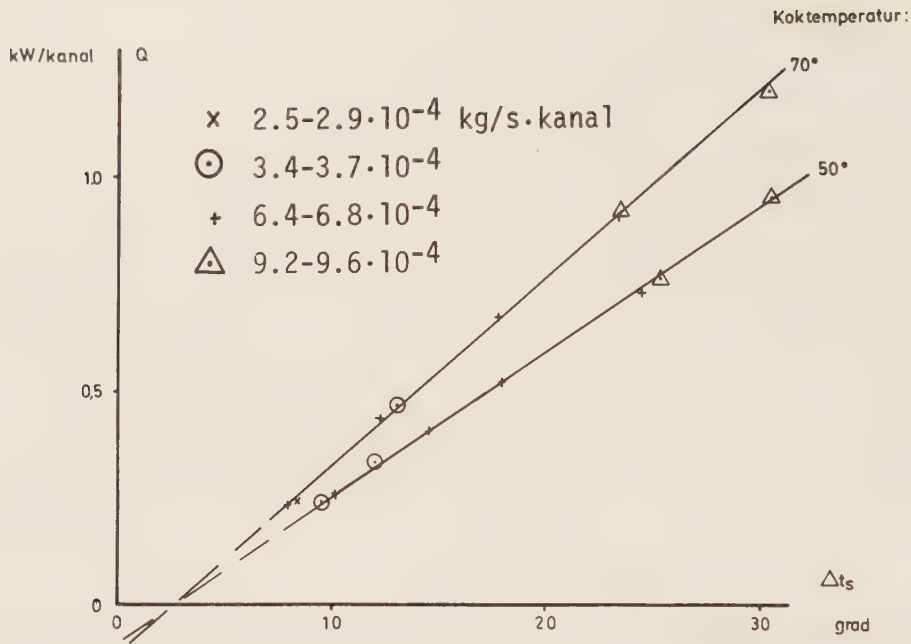


Fig. 8 Tublängd 0.6 m

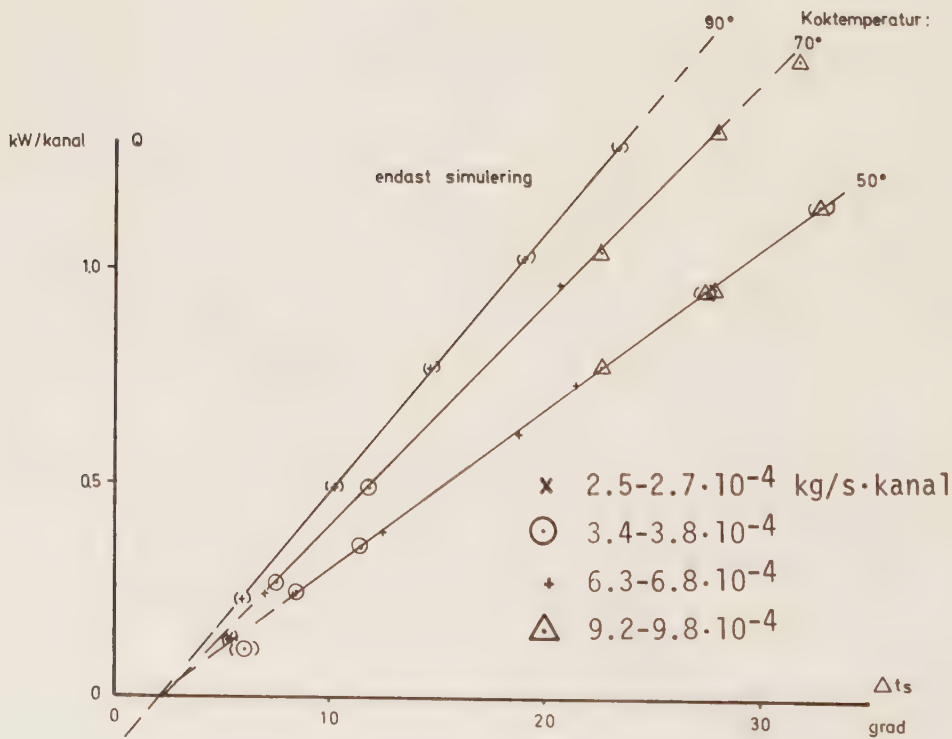


Fig. 9 Tublängd 0.75 m

Lineariteten visade sig i stort sett bestå trots en stark utvidgning av det undersökta temperaturdifferensområdet. Likaså konstaterades linjärt beroende vid en väsentligt högre koktemperatur (90°C) än den högsta i försöken (70°C), och regressionslinjen gick genom den gemensamma skärningspunkten.

Små avvikelser från lineariteten noterades i vissa fall vid extremt låga och extremt höga temperaturdifferenser. Då lineariteten i sig själv är svår att förklara, är avvikelse från denna nödvändigtvis ej förorsakad av någon fysikalisk oidealitet. Försök till förklaring göres ändå.

Avvikelser observerades i följande fall:

- 1) Mindre längder kombinerat med högre koktemperaturer gav tendenser till för höga värden vid små temperaturdifferenser (i förhållande till motsvarande regressionsvärden).
- 2) Större längder gav för låga värden vid små temperaturdifferenser.
- 3) Större längder kombinerat med högre koktemperaturer gav tendenser till för låga värden vid mycket stora temperaturdifferenser.

Intercepten ($Q = 0$) varierar mellan $\Delta t_s \approx 2.0$ grad ($L = 0.75$ m) och $\Delta t_s \approx 4.0$ grad ($L = 0.30$ m). Temperaturändringen på grund av tryckfall blir i förra fallet så stor, att den lokala temperaturdifferensen t_o m blir negativ i nedre delen av tuben vid extremt låga Δt_s (stort gravimetriskt tryckfall p g a liten hålrumsfraction), varför effekten sjunker snabbare än regressionen anger med minskande Δt_s . Temperaturändringen blir i senare fallet som ogynnsammast så liten att en positiv värmeöverföring bör ske även vid $\Delta t_s < 4$ grad, varför effekten sjunker långsammare än regressionen anger med minskande Δt_s . Avvikelsen vid extremt stora Δt_s kan ej förklaras så enkelt. Ånghalten har i inget fall tillåtits överstiga 0.80 vid denna analys.

För kokning av sockerlösning har ett stort antal extra simuleringar gjorts, emedan underlaget för varje regression normalt var två körningar som motsvarade försök. Dessutom hade endast ett massflöde använts. Följande variabelvärden eller variabelområden har studerats:

Tublängd	0.3 och 0.6 m
Koktemperatur	50 och 70°C
Massflöde ca	$6.2 \cdot 10^{-4}$ och $9.5 \cdot 10^{-4}$ kg/s kanal
Ing konc	0.20 - 0.68 kg/kg
Värmefflöde	9 - 84 kW/m^2

Fig. 10-11 Värmeeffekt som funktion av skenbar temperaturdifferens vid simulering med sockerlösning. () anger extra simulering.

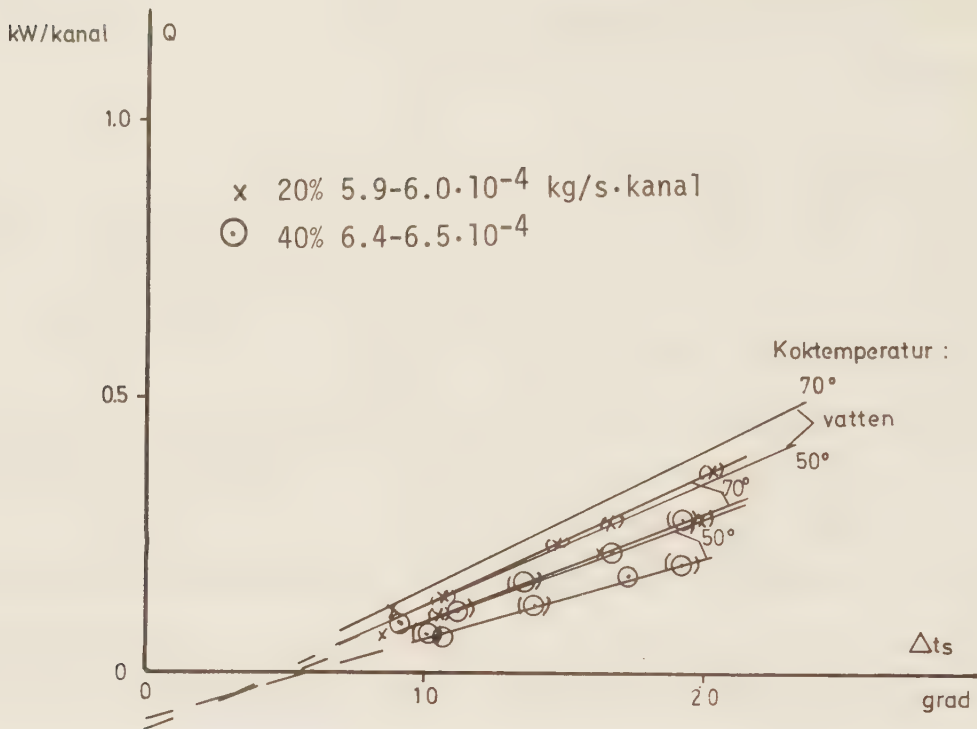


Fig. 10 Tublängd 0.3 m

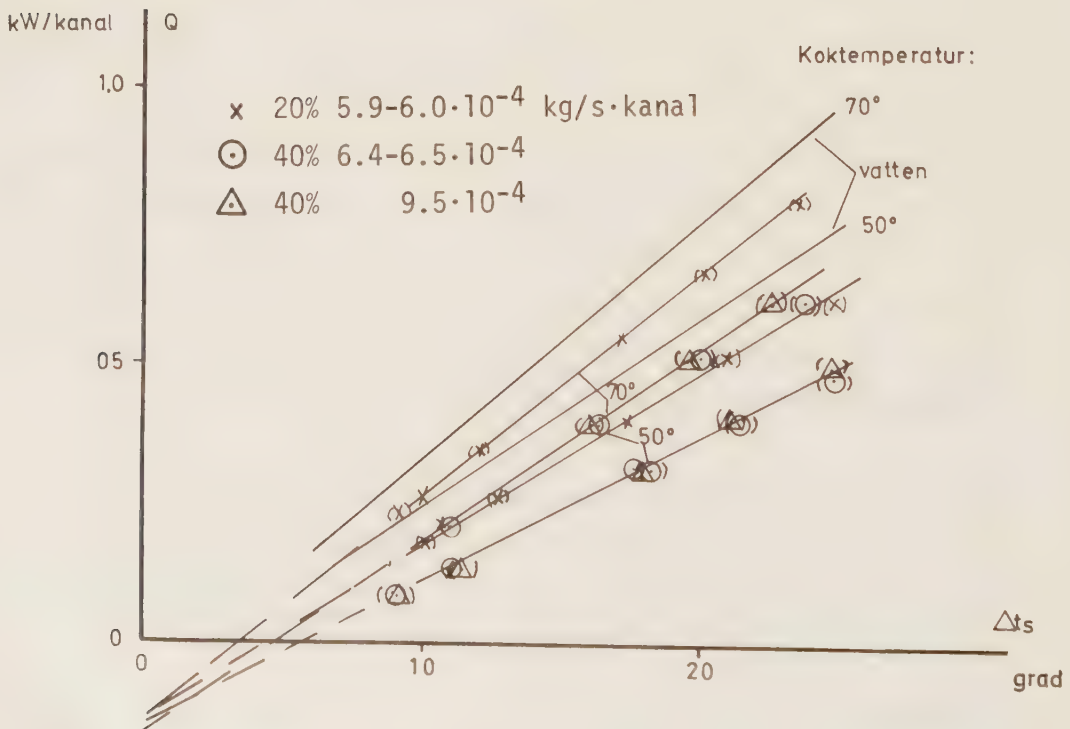


Fig. 11 Tublängd 0.6 m

Även här konstaterades i stort sett linearitet mellan effekt och skenbar temperaturdifferens (fig 10 och 11). Regressionslinjerna hade för den korta tuben en gemensam skärningspunkt (0 grad;-100 W) och för den längre tuben en annan (0 grad;-150 W). Bortsett från att derivatan är lägre tycks inverkan av det lösta ämnet i princip endast vara en viss förskjutning nedåt av skärningspunkten med ökande tublängd.

Små avvikelser från lineariteten noterades i två fall:

- 1) Se 1) ovan
- 2) Större längder kombinerat med lägre massflöden och hög ingångskoncentration gav tendenser till för låga värden vid stora temperaturdifferenser.

Interceptet är här $\Delta t_s \approx 5.0$ grad men samma förklaring till varför effekten sjunker långsammare med minskande Δt_s bör gälla som vid kokning av vatten. Avvikelsen vid stora Δt_s antas bero på den höga utgångskoncentrationens begränsande inverkan på värmeöverföringstalet i den övre delen av tuben.

Undersökningarna av giltigheten av linearitet mellan effekt och skenbar temperaturdifferens bör utsträckas till andra tubdimensioner, koktemperaturer, massflöden och medier.

5.5.2 Ny metod för uppskattning av värmegenomgångstal

Med utnyttjande av den funna lineariteten, är det möjligt att enkelt korrelera de simulerade värmegenomgångstalen. Regressionsformeln för kokning av vatten eller sockerlösning är

$$Q = c \Delta t_s - b$$

Värdet av konstanten c är beroende av tublängd, koktemperatur och koncentration. Värdet av konstanten b är 100 W utom för kokning av sockerlösning i längre tuber, där är den högre (150 W vid $L = 0.6$ m). Vid kokning av vatten antar c värden (W/grad) enligt tabell 1.

Tabell 1.

Tublängd (m)	Koktemperatur (°C)		
	50	70	90
0.30	22.5	25.5	27.8
0.45	29.0	34.0	--
0.60	34.5	43.0	--
0.75	38.5	50.5	58.5

Vid kokning av sockerlösning antar c värden (W/grad) enligt tabell 2.

Tabell 2.

Tublängd (m)	Koktemperatur (°C)			
	50		70	
	Koncentration (%)		Koncentration (%)	
	20	40	20	40
0.30	19.1	15.9	22.5	19.4
0.60	31.8	26.3	40.7	33.8

Noteras kan, att c är en i det närmaste linjär funktion av koncentrationen vid $L = 0.30$ m.

Skenbara värmegenomgångstalet definieras

$$k_s = \frac{Q}{A_y \Delta t_s}$$

där

$$A_y = \pi d_y L = 0.01884 L$$

Alltså gäller för vatten

$$k_s = \frac{c \Delta t_s - 100}{0.01884 L \Delta t_s} = \frac{53.07}{L} \left(c - \frac{100}{\Delta t_s} \right)$$

Skenbara värmegenomgångstalet är alltså med de här förutsättningarna en invers funktion av skenbara temperaturdifferensen. I fig 12 återges funktionen för olika tublängder och koktemperaturer.

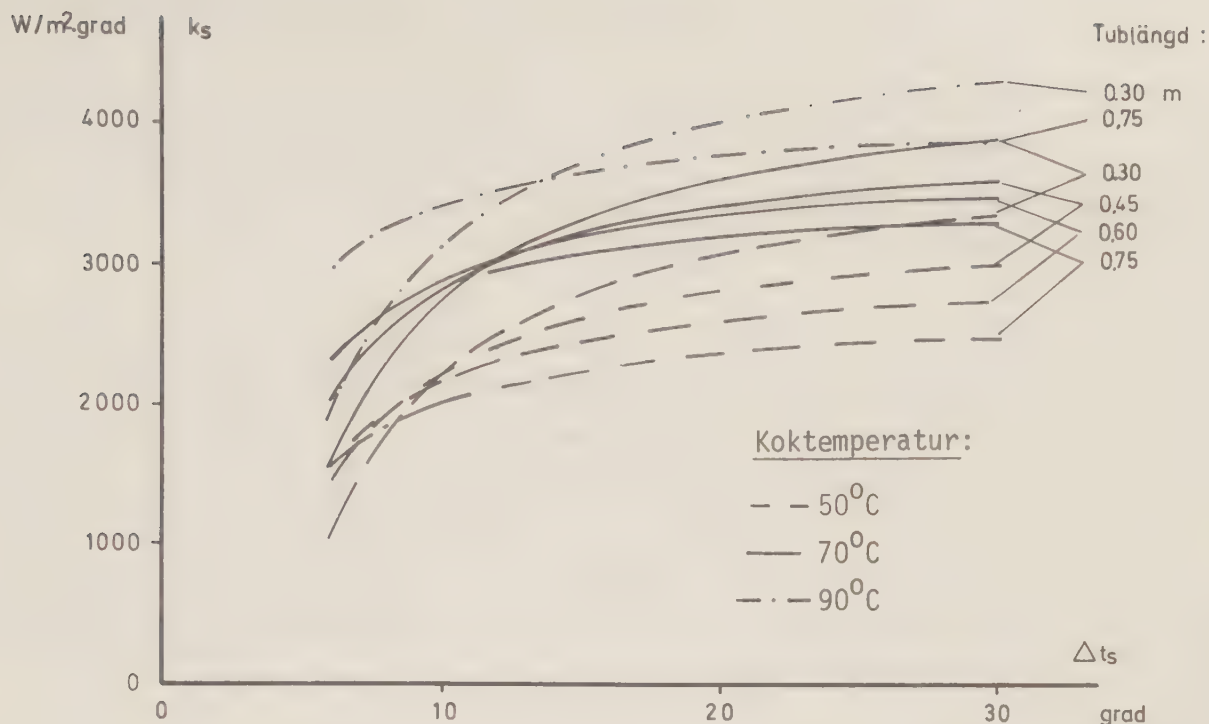


Fig. 12 Skenbart värmeöverföringsantal som funktion av skenbar temperaturdifferens vid simulering med vatten

Ändring av koktemperatur (ändring av c) ger en konstant ändring av värmeöverföringsantalet.

Längdinflytandet på värmeöverföringsantalet är mera komplicerat. Av fig 12 framgår, att värmeöverföringsantalet blir lägre men också mera konstant vid större tublängd. Koktemperaturens inverkan på värmeöverföringsantalet är, som framgår av tabell 1, progressiv, men materialet är för litet för regression.

Denna enkla metod för korrelation och därmed uppskattning av simulerade, skenbara värmeöverföringsantal vid kokning av vatten eller vattenlösningar med måttlig viskositet bör ha ett visst allmänt intresse, då omfattande och tidskrävande datorrutiner sällan eller aldrig behöver tillgripas. Endast vid fall, där interpolering i det här presenterade materialet ej uppfyller noggrannhetskrav, eller där någon eller några oberoende storheter ligger utanför det här undersökta området behöver datorsimulering göras. Om i det senare fallet linearitet fortfarande råder, erfordras

bara några få datorkörningar för att erhålla nya konstanter i värmege-
nomgångstalsfunktionen. För sockerlösning och i ännu högre grad för
andra vattenlösningar är det i regel nödvändigt att göra egna dator-
simuleringar, då dataunderlaget i detta arbete är begränsat. Om, som
påpekats tidigare, linearitet gäller, erhålles lätt nya konstanter i
värmegenomgångstalsfunktionen.

Vid datorberäkningar av flerstegsindunstare av stigfilmtyp bör betydan-
de vinster erhållas, då de i iterationerna tätt förekommande komplexa
beräkningarna av skenbara värmegenomgångstalet förenklas drastiskt.
Dessutom bör metoden vara användbar för korrelation även av experimen-
tella data från indunstare och eventuellt andra kokapparater såsom låg-
trycksånggeneratorer, återkokare m m. I detta arbete har metoden utnytt-
jats framgångsrikt för korrelation av försöksdata från 1-tubsindunstaren
vid kokning av vatten.

5.5.3 Analys av punktvärden

På basis av de erhållna punktvärdena göres följande iakttagelser:

- 1) Förvärmningszonen, om den existerar, är genomgående mycket kort, maxi-
malt 40 mm för vattenkörningar, vilket förklarar den observerade okäns-
ligheten för inloppstemperatur i ett brett intervall kring mättnings-
temperaturen. En särskild experimentell undersökning med inloppstempe-
raturer ned till 20 grader under mättningstemperaturen bekräftar denna
iakttagelse (se bilaga 8). Detta innebär också att valet av värmeöver-
föringsmodell för förvärmningszonen ej är så kritiskt. Beaktas bör dock
att tryckfallet för denna zon i vissa fall kan utgöra en stor del av det
totala tryckfallet.
- 2) Tryckgradienten orsakad av gravitation är nästan försumbar i övre delen
av tuben, vilket beror på att hålrumsfraktionen där är mycket nära 1.
- 3) Accelerationstryckgradienten på grund av förångning är av samma stor-
leksordning som friktionstryckgradienten i varje punkt. Detta innebär
å ena sidan, att den vanskliga uppskattningen av den senare ej är så
kritisk, men innebär å andra sidan, att separatflödesmodellen, som
ligger till grund för den förra, måste vara god. Således skall med-
ryckningen vara liten och uppskattningen av hålrumsfraktionen tämli-
gen god. Då accelerationstryckfallet är koncentrerat till övre delen
av tuben, där hålrumsfraktionen är nära 1, är den avgörande frågan,

om gasfasen innehåller medryckta vätskedroppar, som i så fall strömmar med nästan samma hastighet som gasen.

- 4) Värmeöverföringstalen på in- och utsidan är av samma storleksordning, utom för den kortaste tublängden, varför god uppskattning av värmeöverföringstalet på utsidan är lika viktig som av det på insidan. Motståndet i tubväggen är litet men ej försumbart.
- 5) Kondensation med vågbildning uppträder i alla rörningar. Vid de större tublängderna sker övergången från laminär filmströmning redan vid mitten av tuben.

6. KORRELATION FÖR VÄRMEÖVERFÖRING

Den märkliga iakttagelsen, att det rådde linearitet mellan överförd värmeeffekt och skenbar temperaturdifferens vid datorsimulering av indunstaren (se 5.5.1) utnyttjades för att korrelera mätdata från försöken. Om "dryout" inträffat vid vissa försök, bör motsvarande punkter ligga signifikant under regressionslinjen, så att ju mera utbredd "dryout" det är, desto större avstånd är det till linjen. I diagram (fig 13-20) har värmeeffekt uppförts mot uppmätt, skenbar temperaturdifferens för vattenförsöken. För varje längd och koktemperatur ligger flertalet punkter från 1-tubsförsöken med en viss statistisk spridning på en rät linje (regressionslinje). För varje massflöde med början från det lägsta avviker punkter nedåt från regressionslinjen. Mönstret är alltså en kurvskara som ansluter till en rät linje. Här är således ett sätt att approximativt fastlägga när "dryout" inträder. Mönstret framträder ännu tydligare, om vissa justeringar göres enligt nedan.

De 3 försök med olika massflöden, som normalt gjorts med en viss tublängd och koktemperatur och med ungefär samma skenbara temperaturdifferenser, ligger som grupp betraktad i några fall onormalt lågt eller högt i diagrammet, vilket kan bero på att de 3 försöken, som gjorts i en följd, tillskrivits felaktiga primär- och/eller sekundärtryck. I dessa onormala fall förskjutes hela gruppen horisontellt, så att den punkt, som svarar mot det högsta massflödet (i regel den högst liggande punkten), faller på regressionslinjen (fig 21-28). Dessa "normerande" försök karakteriseras också av att $x_{ut} < 0.50$ (med ett undantag). Det bör observeras att justeringarna endast göres för att analysera "dryout"-fenomenet. I övrigt kvarstår de ursprungliga mätvärdena.

Det har konstaterats (bilaga 5), att visst kritiskt värde på den uppskattade hålrumsfraktionen i tubens övre ände är ett acceptabelt kriterium på inträffad "dryout", vilken här definieras som en signifikant avvikelse från regressionslinjen efter ovan nämnda justering. Direkta observationer av värmeytan eller temperaturmätningar i väggen hade naturligtvis varit av stort värde i detta sammanhang, men ingetdera lät sig göras med de här studerade tuberna.

Fig. 13-20 Värmeeffekt som funktion av skenbar temperaturdifferens vid simulering med vatten. () anger extra simulering

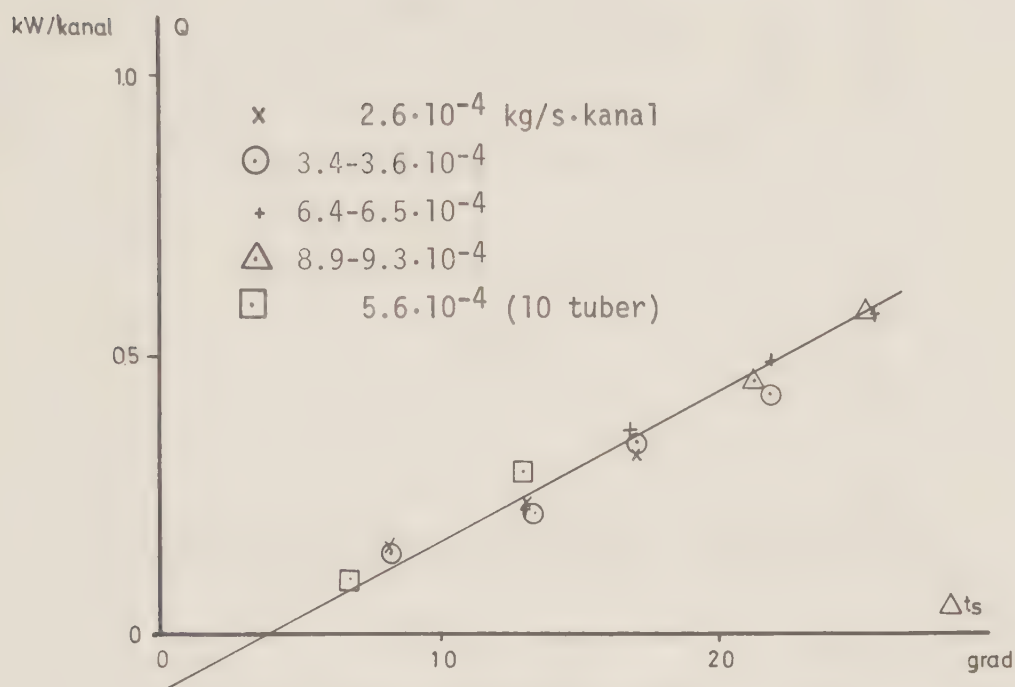


Fig. 13 Tublängd 0.3 m. Koktemperatur 50°C.

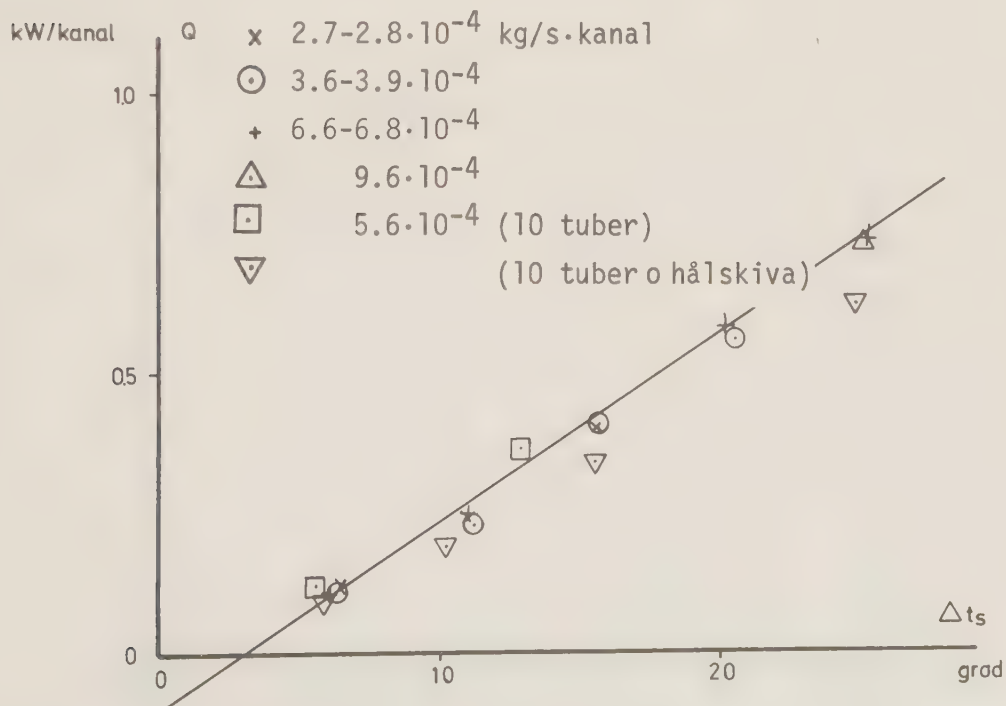


Fig. 14 Tublängd 0.3 m. Koktemperatur 70°C.

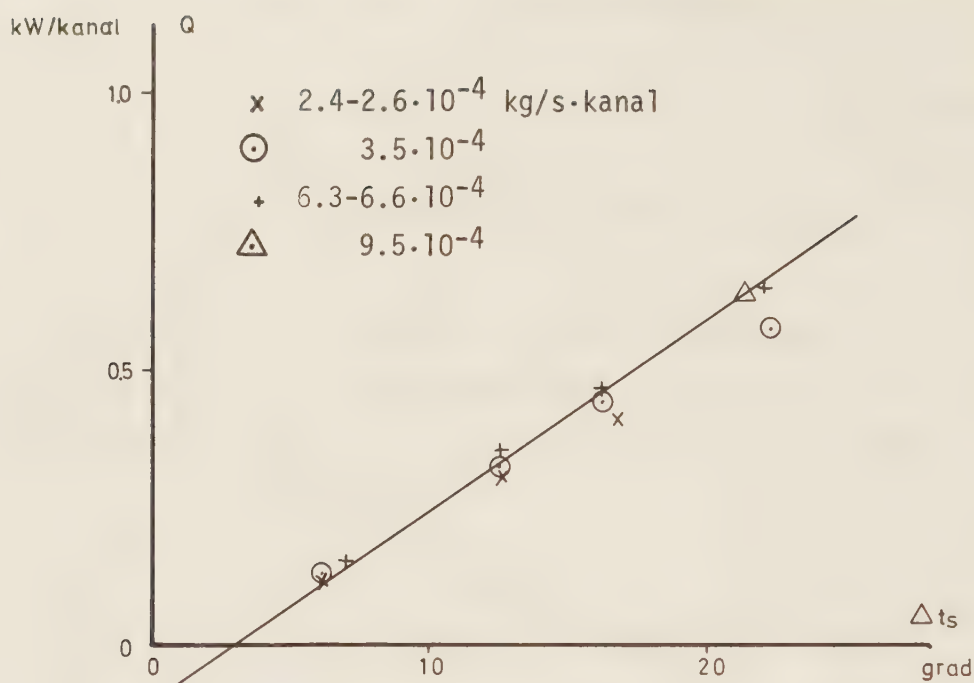


Fig. 15 Tublängd 0.45 m. Koktemperatur 50°C .

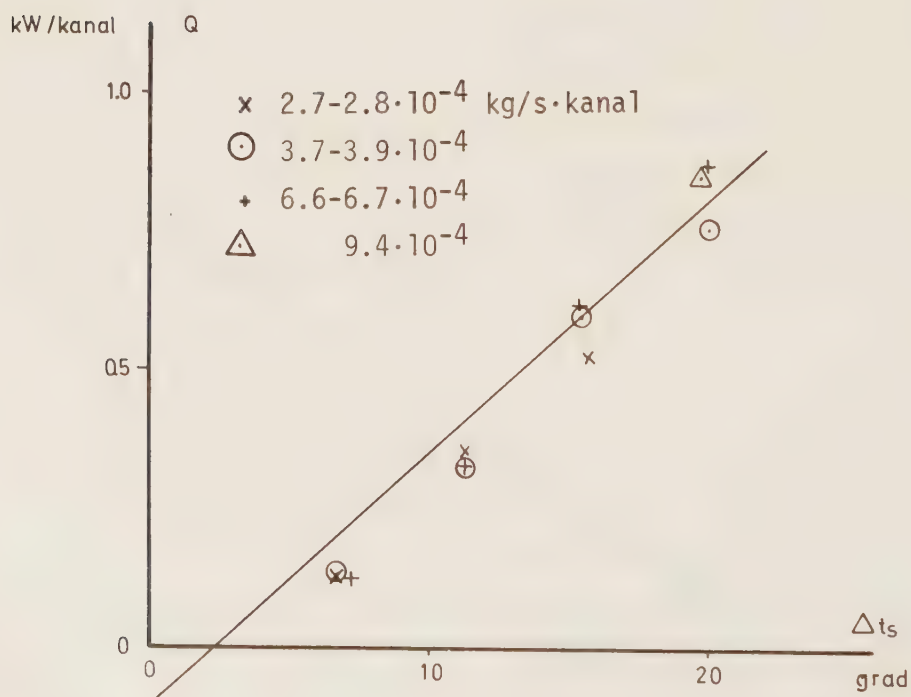


Fig. 16 Tublängd 0.45 m. Koktemperatur 70°C .

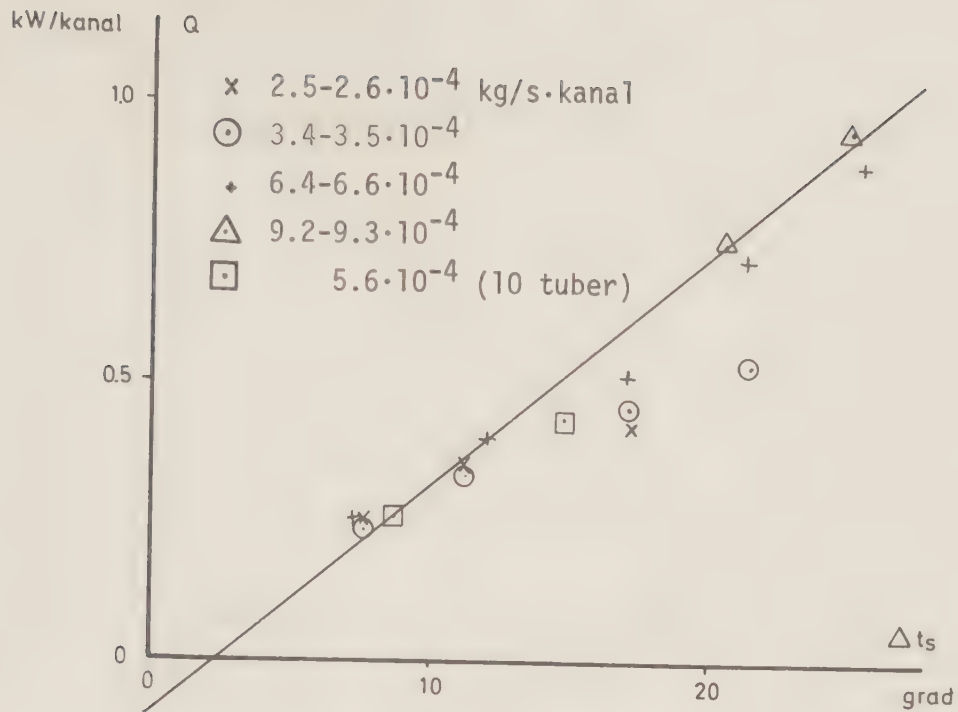


Fig. 17 Tublängd 0.6 m. Koktemperatur 50°C.

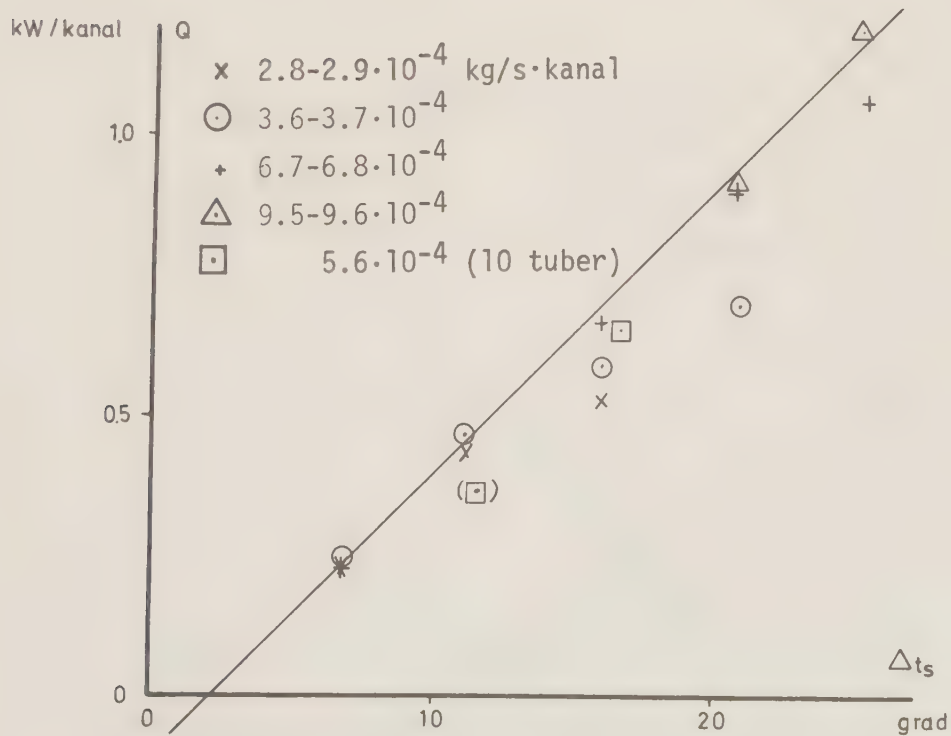


Fig. 18 Tublängd 0.6 m. Koktemperatur 70°C.

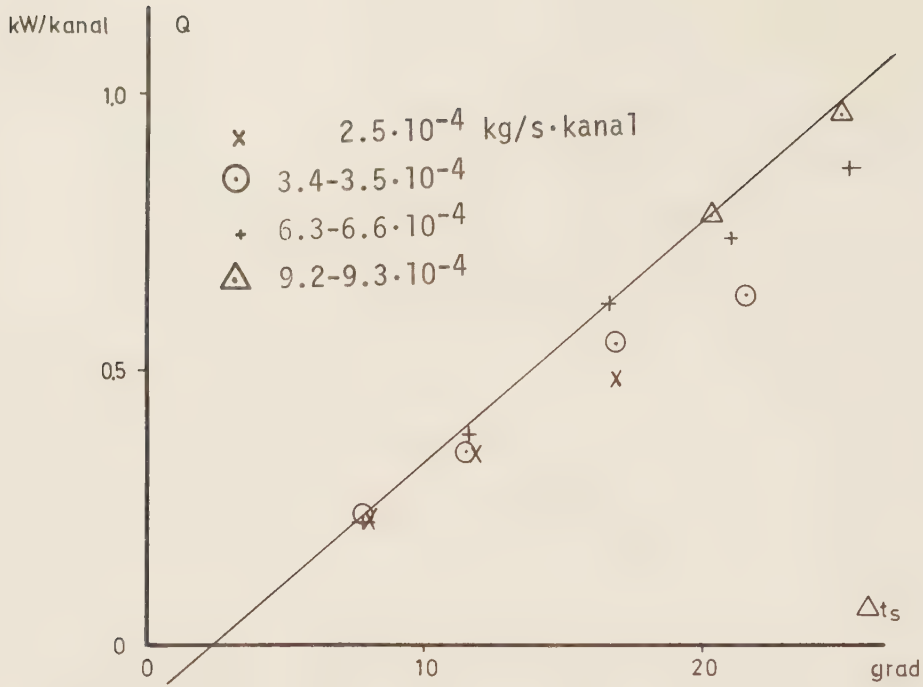


Fig. 19 Tublängd 0.75 m. Koktemperatur 50°C .

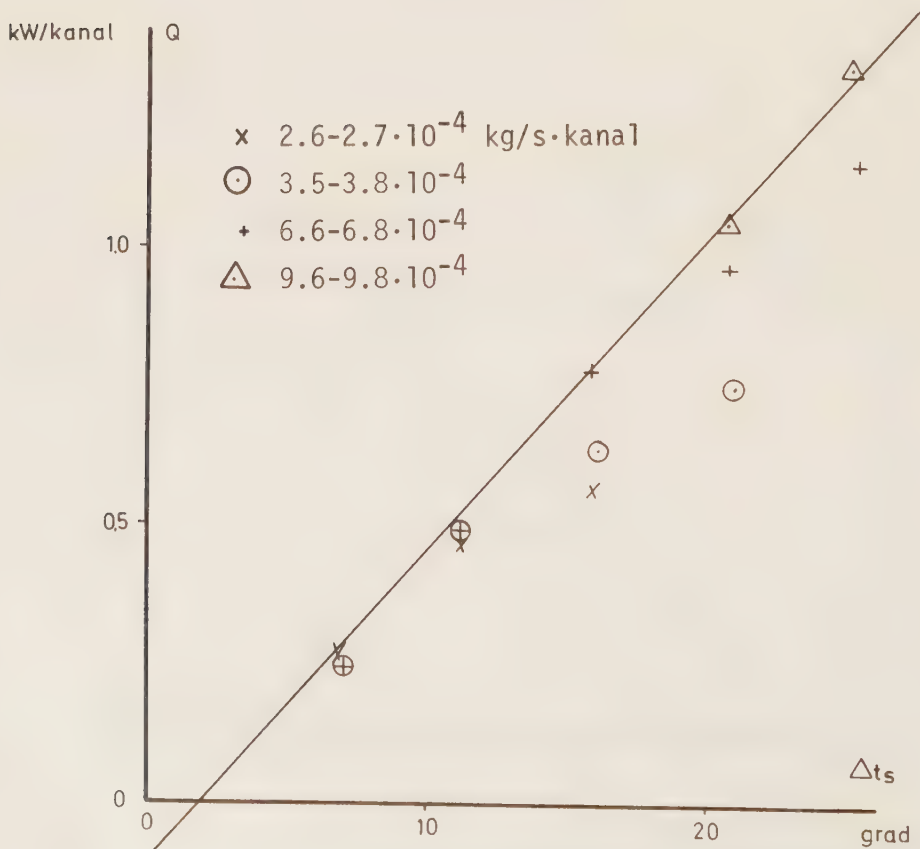


Fig. 20 Tublängd 0.75 m. Koktemperatur 70°C .

Fig. 21-28 Korrigering av fig. 13-20 för analys av "dryout" (D.O. anger orten för signifikant avvikelse från linjära sambandet; † anger försök med $R_L < 0.023$; se bilaga 5.)

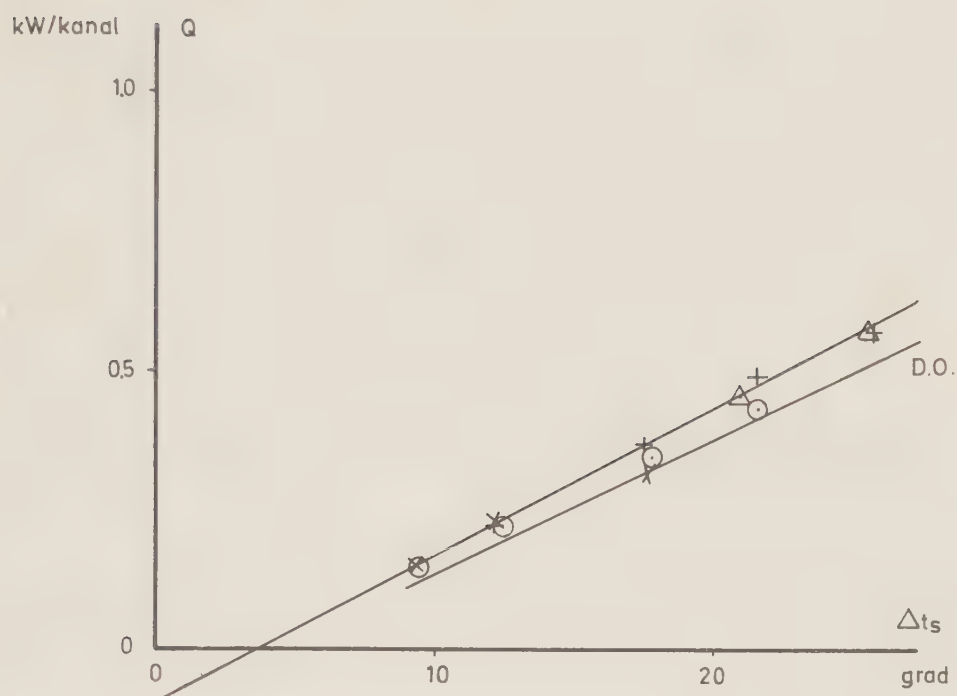


Fig. 21 Från fig 13.

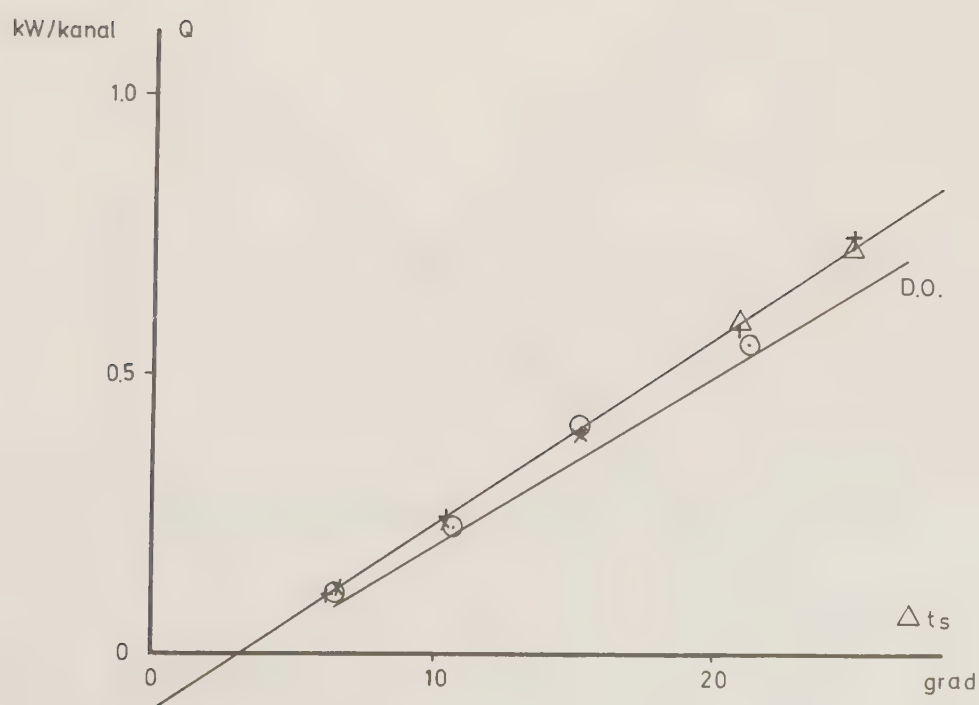


Fig. 22 Från fig 14.

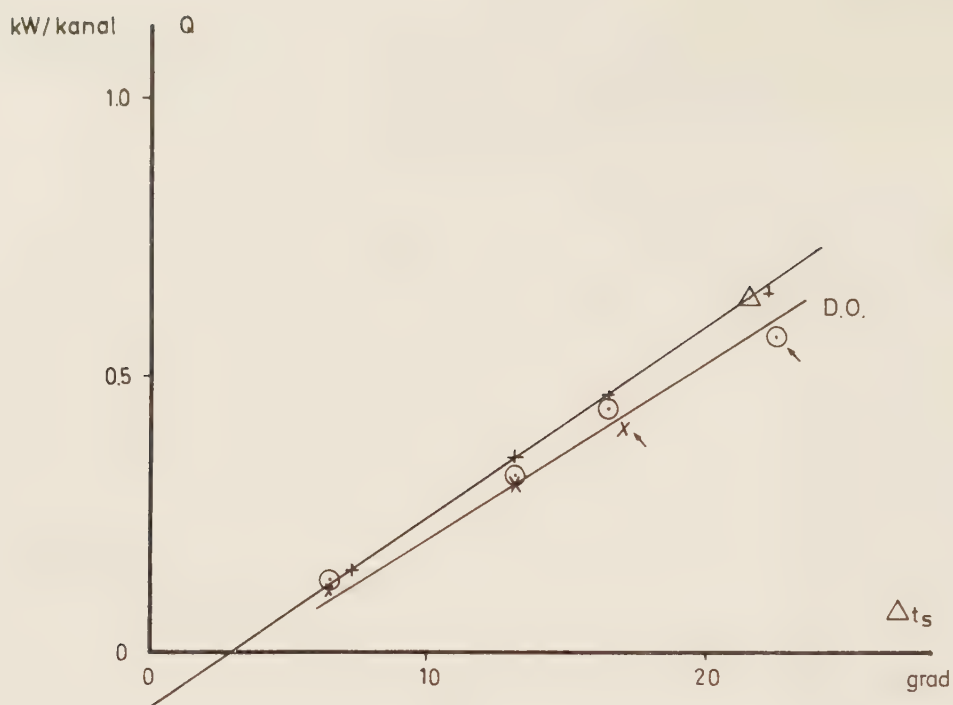


Fig. 23 Från fig 15.

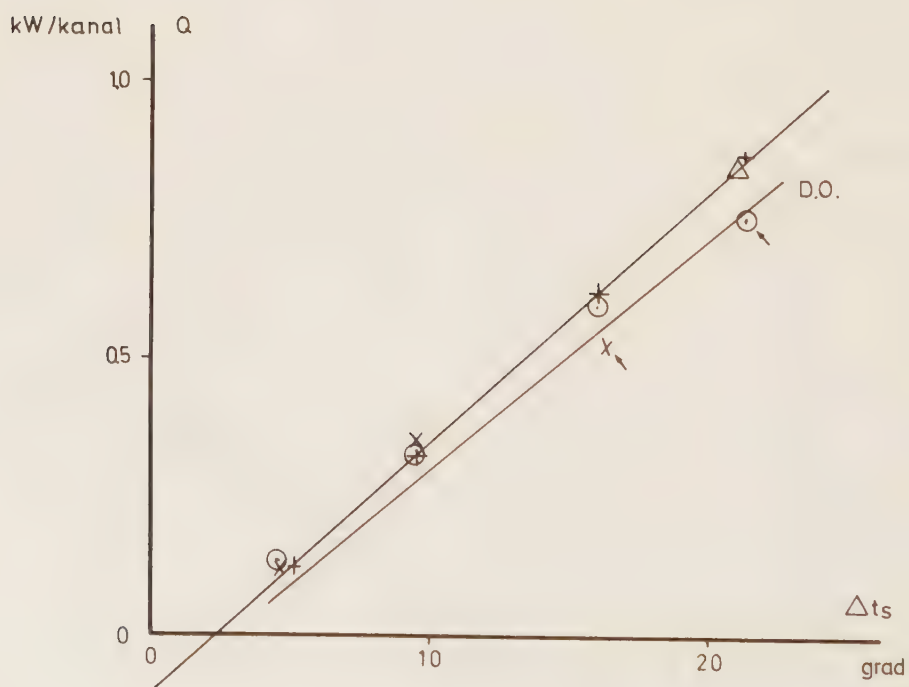


Fig. 24 Från fig 16.

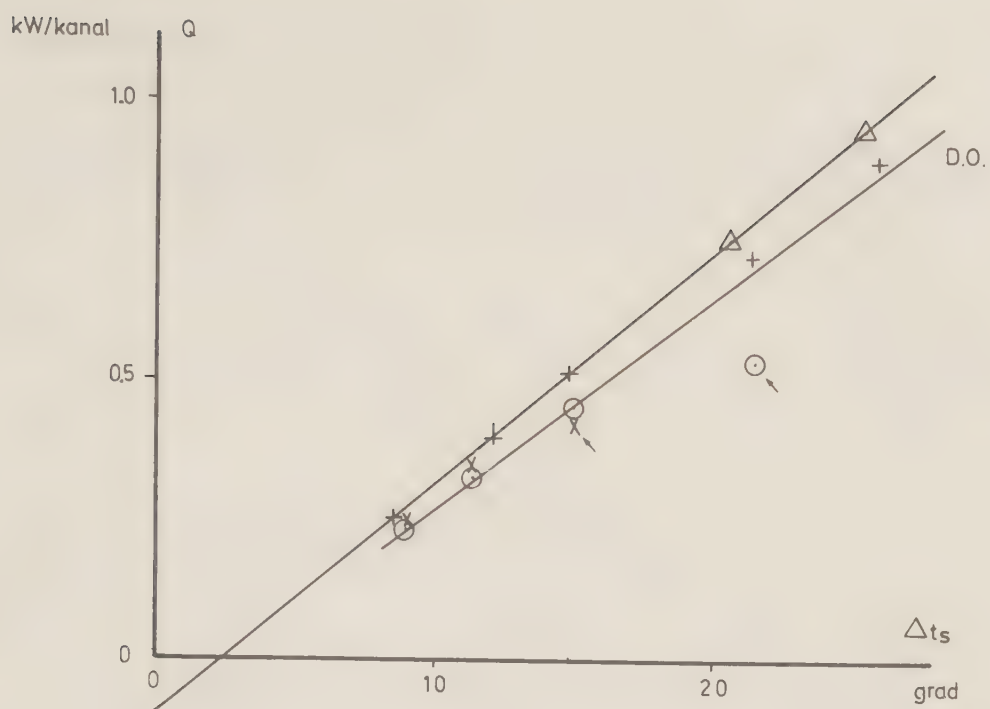


Fig. 25 Från fig 17.

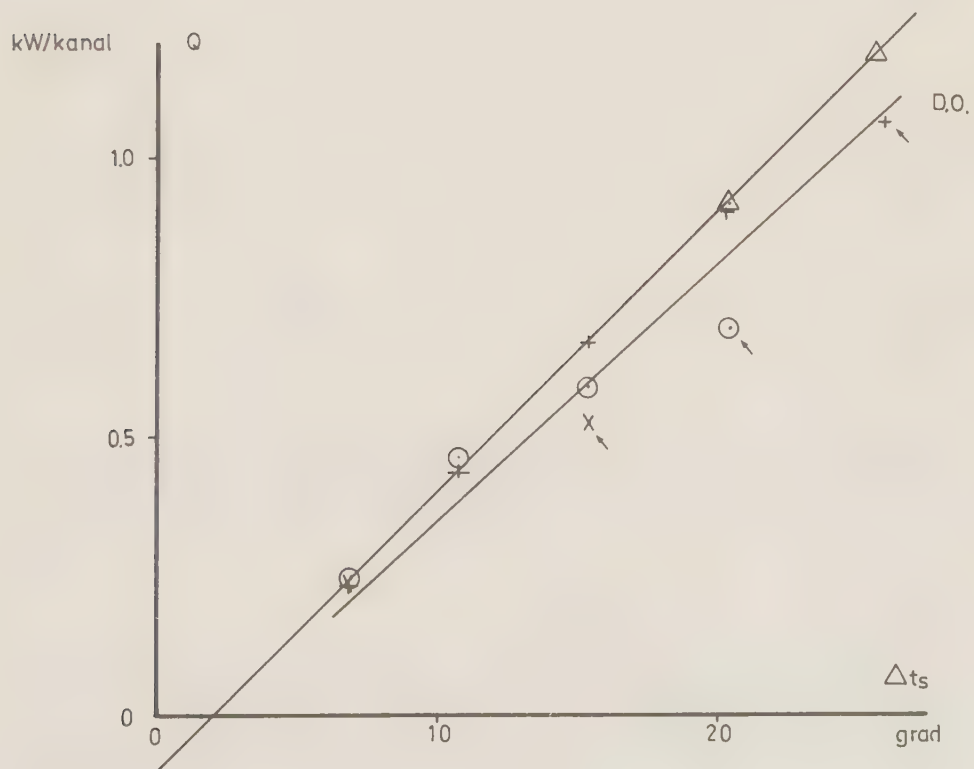


Fig. 26 Från fig 18.

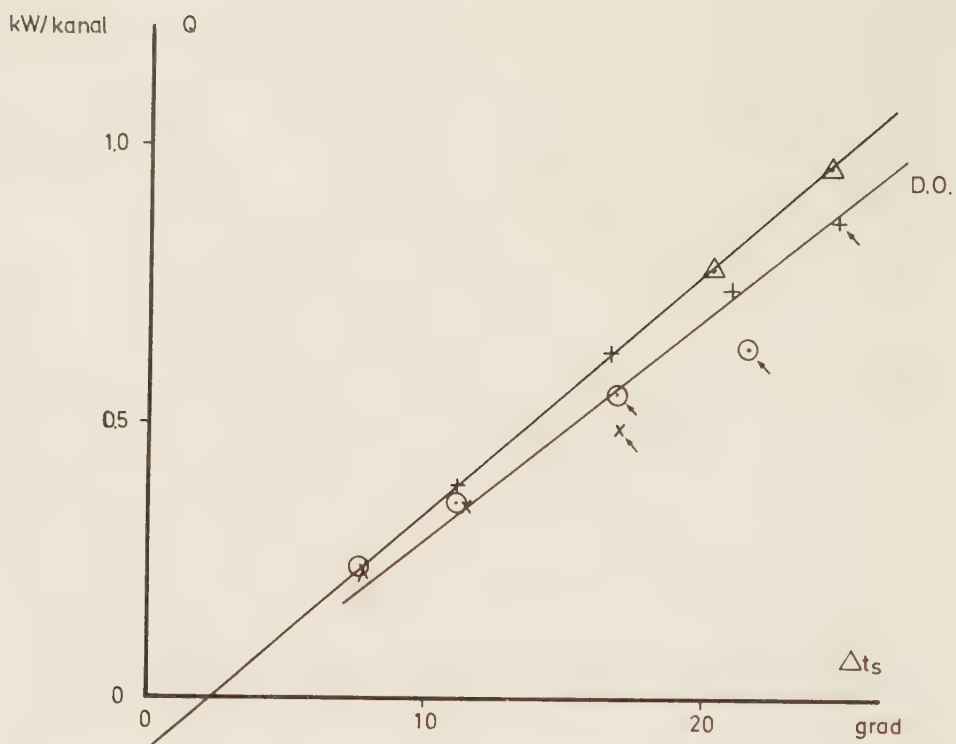


Fig. 27 Från fig 19.

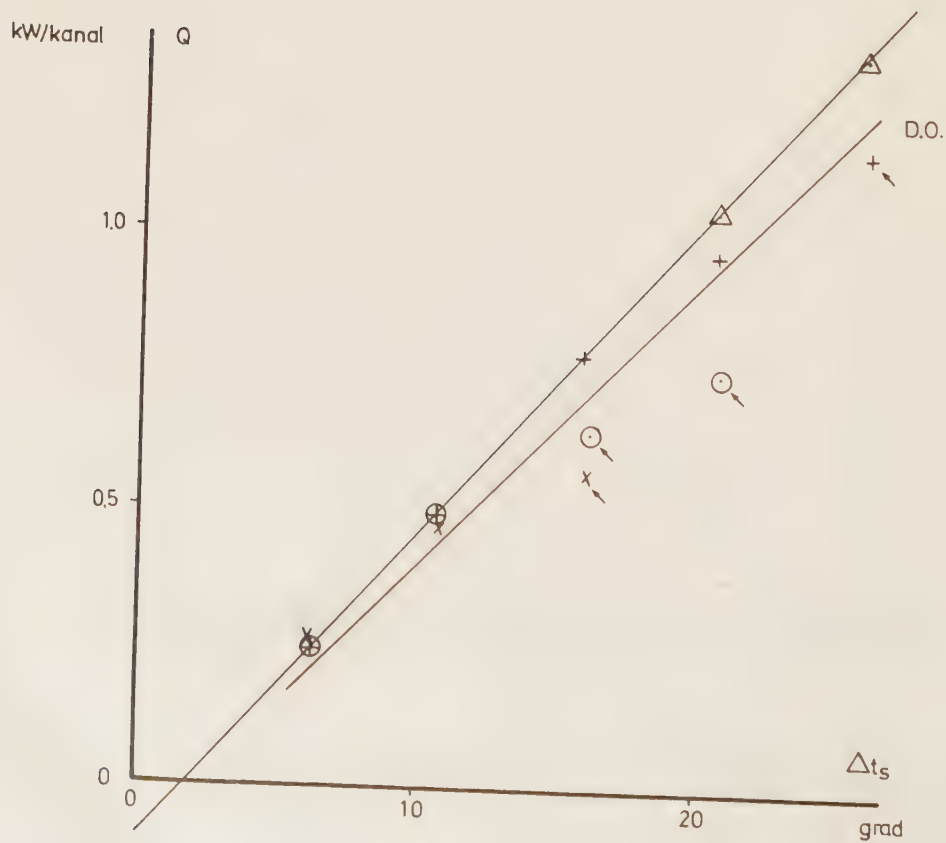


Fig. 28 Från fig 20.

Regressionslinjerna för punkter med fullständig vätning av värmeytan har även här gemensam skärningspunkt, som dessutom med viss statistisk osäkerhet sammanfaller med skärningspunkten från datorsimuleringarna (0 grad; -100 W). Således har regressionformeln följande utseende

$$Q = c \Delta t_s - 100$$

Värdet av konstanten c finns i tabell 3. Dimensionen är W/grad.

Tabell 3.

Tublängd (m)	Koktemperatur ($^{\circ}\text{C}$)	
	30	70
0.30	27.0	33.5
0.45	34.5	45.0
0.60	41.5	50.0
0.75	43.5	55.0

Vidare gäller (se 5.5.2)

$$k_s = \frac{53.07}{L} \left(c - \frac{100}{\Delta t_s} \right)$$

I fig 29 återges k_s som funktion av Δt_s för olika tublängder och koktemperaturer.

Diagrammet i fig 29 har som väntat principiellt samma utseende som diagrammet i fig 12.

Det bör beaktas, att den skenbara temperaturdifferensen i fig 12 är den vid simuleringen framräknade. Lika överförd värmeeffekt är ju jämförelsebasis.

De relativt få 10-tubsförsöken ansluter sig tämligen väl till de övriga försöken (fig 13, 14, 17, 18). Alla försök med sockerlösning har gjorts med denna version, men då antalet försökspunkter är väl litet, har regression ej försökts, trots att datorsimuleringen visade på goda möjligheter.

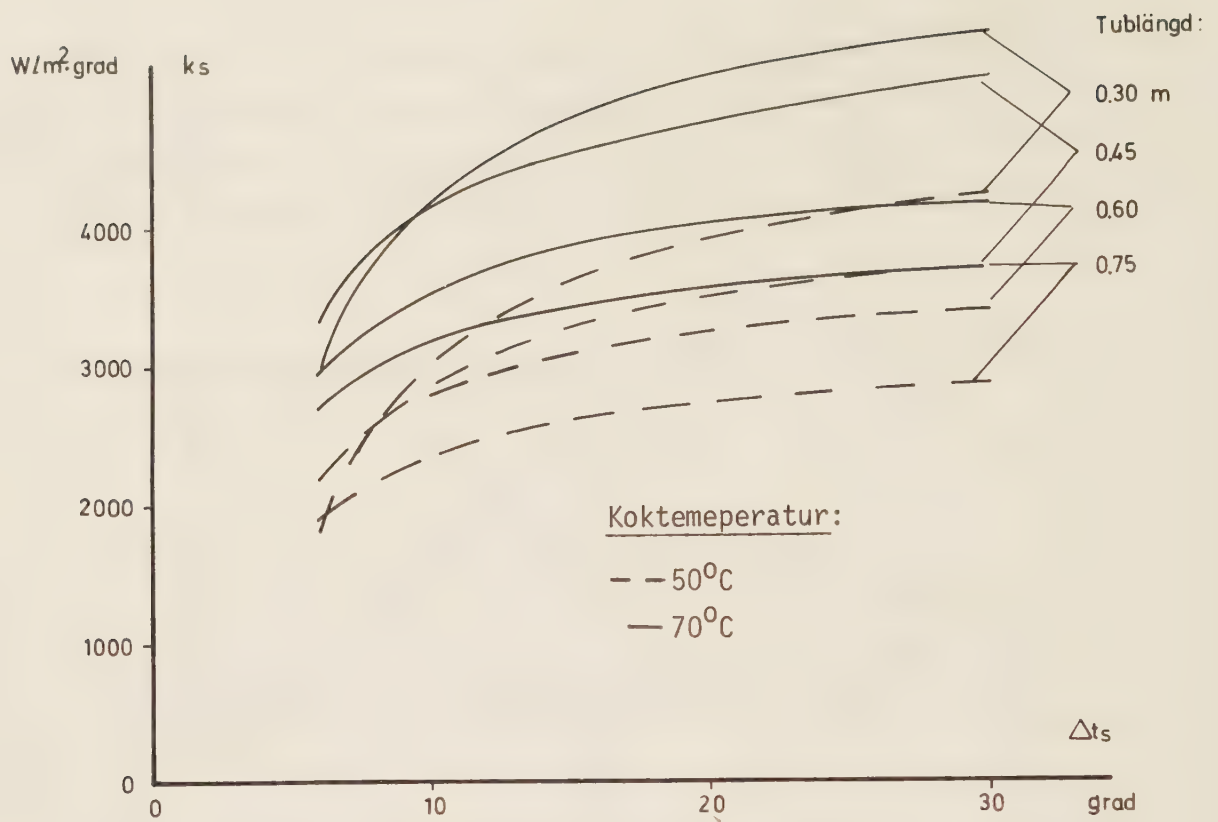


Fig. 29 Skenbart värmegenomgångstal som funktion av skenbar temperaturdifferens vid experiment med vatten

7. JÄMFÖRELSE R MELLÄN EXPERIMENTELLA OCH SIMULERADE RESULTAT

En viktig avsikt med datorsimuleringen var att undersöka om en teoretisk modell för indunstaren utnyttjande etablerade korrelationer för tvåfasströmning och kondensation, tillfredsställande uppskattade de uppmätbara integrala storheterna tryckfall på produktsidan och skenbart värmegenomgångstal. För detta ändamål göres en grafisk jämförelse och enkel statistisk analys av materialet. Dessutom framlägges under rubriken "Felkällor" misstänkta orsaker till bristande överensstämmelse mellan experiment och simulering. Varje felkälla kommenteras separat. Felkällorna klassificeras på följande sätt:

Felmätning av primärstorheter, som bearbetade ger de för jämförelsen aktuella experimentella resultatstorheterna och/eller utgör indata till simulering.

Felaktig drift av indunstaren, så att de experimentella resultaten ej blir de avsedda.

Olämpliga rutiner vid simuleringen.

Emedan 1-tubs- och 10-tubsförsöken genomfördes i olika apparatkonstruktioner, med olika storleksordning hos extensiva storheter, jämföres dessa försöksserier var för sig.

7.1 Tryckfall

7.1.1 1-tubs försök (vatten)

I diagram (fig 30-33) jämföres tryckfallsvärden från experiment och simuleringar för 1-tubsförsöken. Härur utläses en systematisk skillnad mellan uppmätta och simulerade värden för tublängden 0.3 m på 0.002 bar och för övriga längder på 0.004 bar. De simulerade värdena är genomgående högre än de uppmätta.

Felkällor

Felmätning

1. Felmätning av tryckdifferens på grund av luft i manometerledningar.

Kommentar: Svårigheterna var stora att alltid hålla vertikala manometerledningar helt fria från små luftbubblor, som ständigt bildades.

Fig. 30-33 Jämförelse av tryckfall vid experiment och simulering med vatten

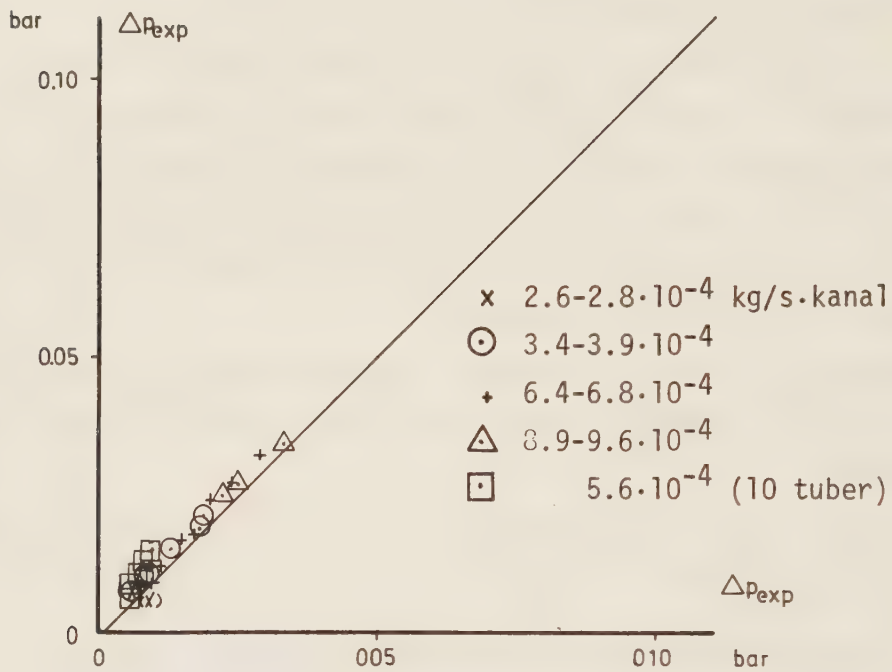


Fig. 30 Tublänge 0.3 m

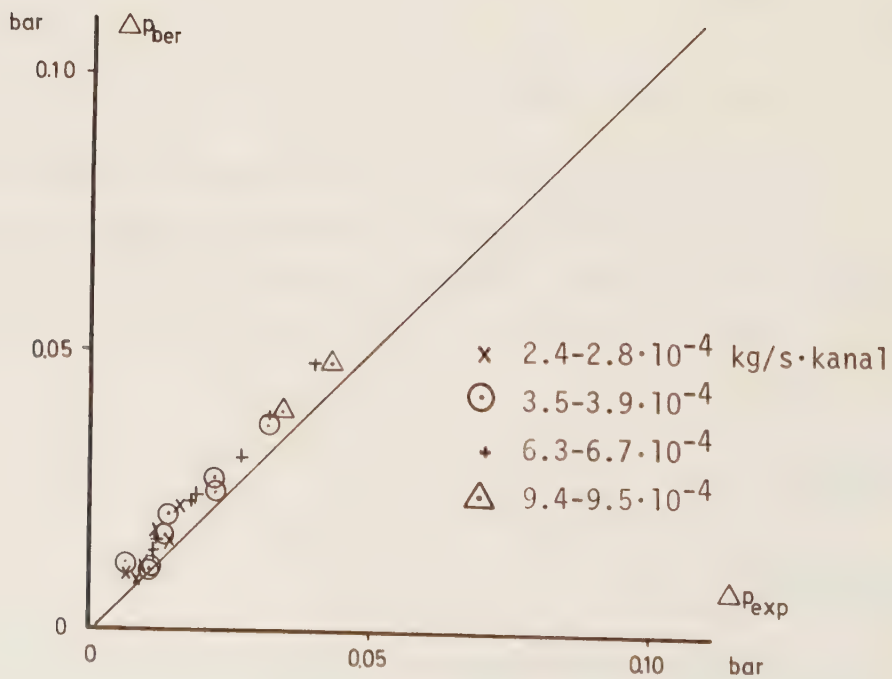


Fig. 31 Tublänge 0.45 m

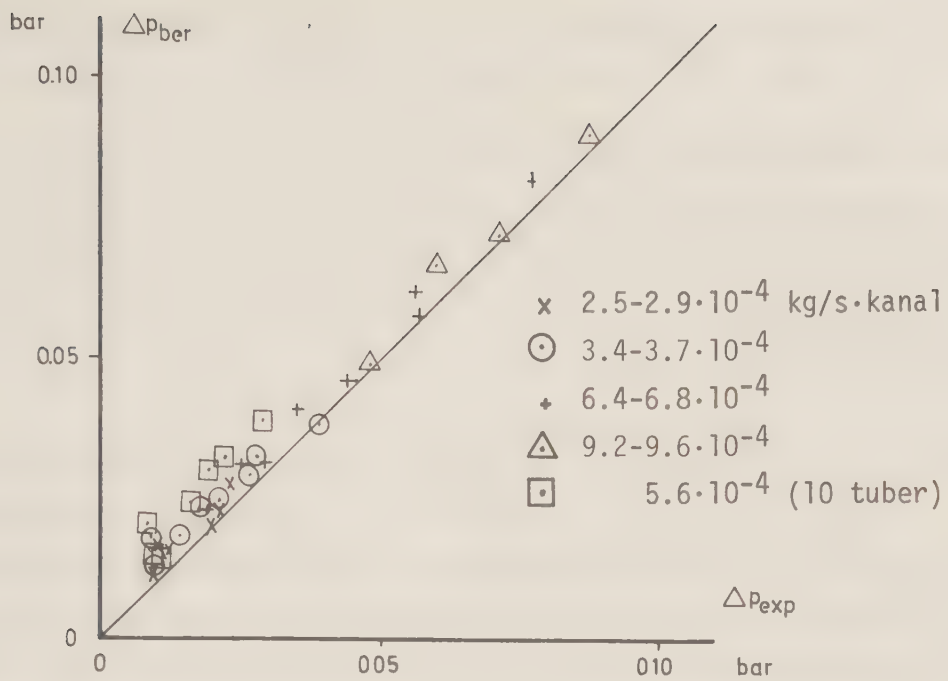


Fig. 32 Tublängd 0.6 m

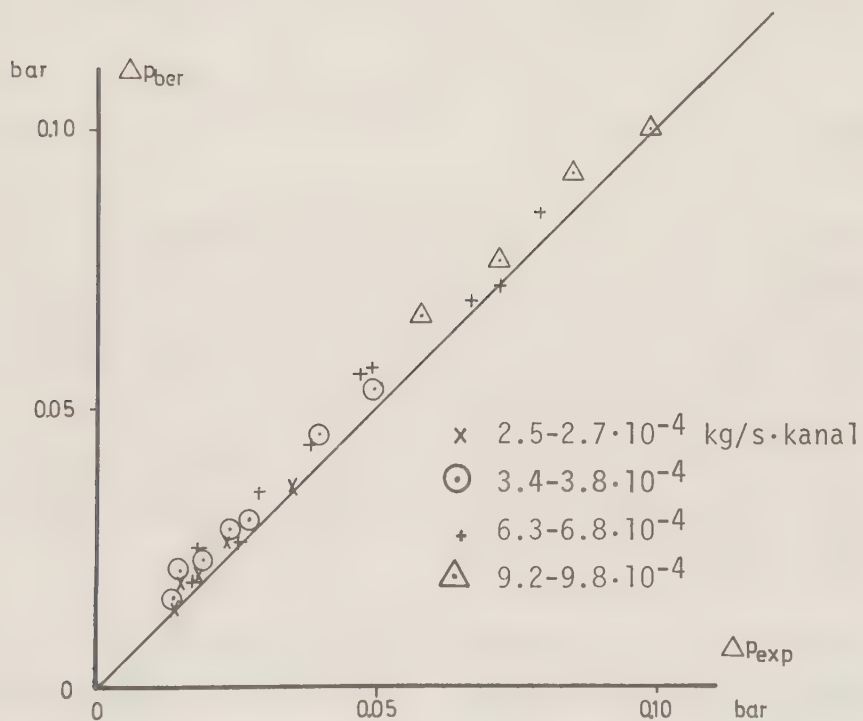


Fig. 33 Tublängd 0.75 m

Problemet var som väntat störst vid lågt sekundärtryck, vilket borde ha medfört störst avvikelser i dylika fall.

2. Feltolkning av tryckfallsregistrering.

Kommentar: Medelvärdesbildning vid avläsning av skrivardiagram var behäftad med viss osäkerhet. De försök, som uppvisar stora svängningar, har emellertid ej signifikant större avvikelse än övriga försök.

3. Fel i inmatad inloppstemperatur.

Kommentar: Svårigheten att mäta inloppstemperaturen korrekt på låga flöden och apparativa begränsningar medför risk, att simuleringen genomföres med felaktigt värde hos denna parameter, vilket påverkar längden av den beräknade förvärmningszonen och därmed tryckfallet. De genomgående högre värdena vid simuleringen antyder i så fall för låga värden hos inloppstemperaturen. Avvikelsen är emellertid lika stor hos försök, som enligt simuleringen saknar förvärmningszon. Resultatet från 0.3 m-försöken skiljer sig omotiverat från övriga försök, om denna felkälla var betydelsefull.

Olämpliga rutiner

1. Olämplig rutin för beräkning av förvärmningszon.

Kommentar: Det har tidigare (5.5.3) visats, att förvärmningszonen sannolikt är mycket kort vid de gjorda försöken. Känsligheten för en ofullgången modell är därför liten. Den systematiska skillnaden mellan 0.3 m-försöken och övriga försök, likaså det icke avvikande beteendet hos försök med partiell förångning i inloppet, tyder på, att den använda modellen ej ger upphov till den observerade avvikelsen mellan experiment och simulering.

2. Olämplig rutin för uppskattning av hålrumsfraktion.

Kommentar: Det gravimetriska tryckfallet är beroende av uppskattad hålrumsfraktion. Lockhart-Martinellis metod är, som tidigare nämnts (5.2.3-4) ej invändningsfri. Ökad tublängd medför större uppskattat gravimetriskt tvåfastryckfall, varför relativ feluppskattning av hålrumsfraktionen bör ge ökande absoluta avvikelser med växande tublängd. Endast mellan de två minsta tublängderna ökar emellertid avvikelsen. Vidare är de uppskattade gravimetriska tvåfastryckfallen (0.0025-0.0070 bar för tublängden 0.3 m) jämförbara i storlek med avvikelsen (0.0020 bar för

tublängden 0.3 m), varför stora fel i rutinen krävs för att förklara avvikelserna.

3. Olämplig rutin för uppskattning av tvåfasfriktionstryckgradient.

Kommentar: Lockhart-Martinellis metod avsåg, som tidigare nämnts (5.2.3), andra förhållanden än de som är aktuella här. I olyckliga fall kan feluppskattningen uppgå till en faktor 2. Överskattning av gradienten bör i huvudsak ge ökande avvikelse med ökande tryckfall, vilket ej konstaterats.

4. Sekundäreffekter av olämplig rutin för uppskattning av värmeöverföringskoefficient.

Kommentar: Den beräknade primärångstemperaturen är genomgående (ej "dryout"-försök) högre än den uppmätta, vilket sannolikt medför en underskattning av förvärmningszonens längd. Jämförelsen talar i motsatt riktning.

7.1.2 10-tubsförsök (vatten/sockerlösning)

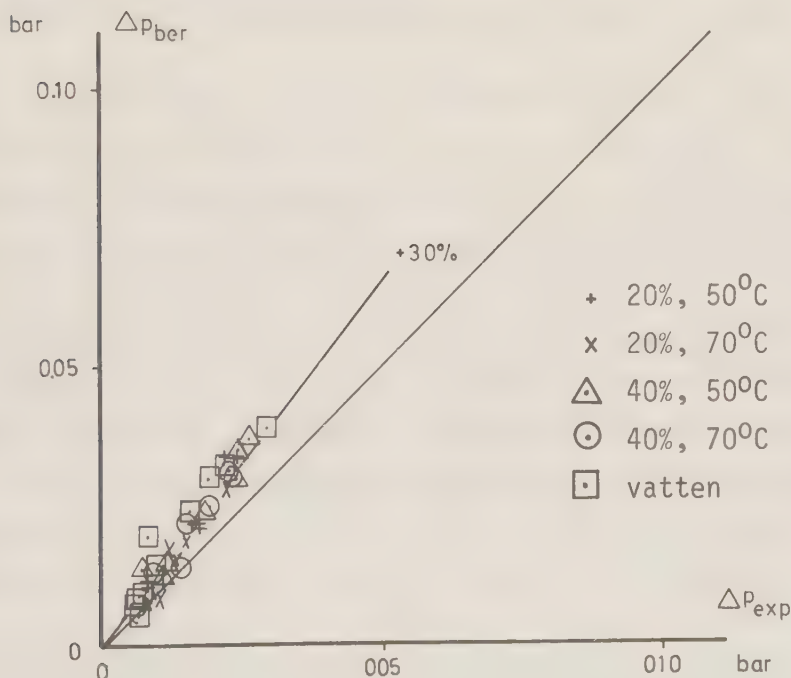


Fig. 34 Jämförelse av tryckfall vid experiment och simulering med sockerlösning. Tublängd 0.3 och 0.6 m

Motsvarande jämförelse för 10-tubsförsöken (fig 34) visar, att de simulerade värdena är ca 30 % högre än de uppmätta. Spridningen är stor särskilt vid låga tryckfall. Vattenförsöken uppvisar i regel den största avvikelser, större än för 1-tubsförsöken (se även fig 30 och 32).

Felkällor

Felmätning

1. Felmätning av tryckdifferens på grund av luft i manometerledningar.

Kommentar: Ingen skillnad mellan de använda sekundärångstrycken och konstant relativ avvikelse strider mot denna förklaring.

2. Svårighet att avläsa U-rörsmanometer för tryckdifferensmätning.

Kommentar: I vissa fall förekom stora tryckdifferenspulsationer, som försvårade avläsning av ett effektivt medelvärde. Genom att förstrypa en manometerledning, underlättades avläsningen, men om pulsationerna är osymmetriska blir det avlästa värdet beroende av förstryppningens storlek. Någon systematisk skillnad mellan försök med små och stora pulsationer har emellertid ej konstaterats.

3. Fel i inmatad inloppstemperatur.

Kommentar: Svårigheten att mäta inloppstemperaturen korrekt på grund av strömningsförhållandena i fördelningslådan medför risk, att simuleringen genomföres med felaktigt värde med konsekvenser för tryckfallsuppskattningen. Avvikelsen vid simuleringen är i absoluta mått ofta så stor, att även om produkten hade haft mätningstemperatur, skulle endast en mindre del av avvikelserna kunna förklaras på detta sätt. Vid försök med partiell förångning i inloppet, vilket lätt kunde konstateras genom synglasen, var avvikelserna ungefär lika stora.

Olämpliga rutiner

1. Olämplig rutin för beräkning av förvärmningszon vid parallella tuber.

Kommentar: Rutinen tar ej hänsyn till det observerade dynamiska skeendet i tubernas nedre del (se 2.2) med väsentligt effektivare värmeöverföring till den inströmmande vätskan, än vad den utnyttjade modellen utsäger, varför troligen en stor överskattning av förvärmningszonens genomsnittliga längd göres särskilt för vatten, där fenomenet var mest uttalat.

2. Olämplig rutin för uppskattning av hålrumsfraktion vid parallella tuber.

Kommentar: Då avvikelserna här är större än vid 1-tubsförsöken kan det antas att den observerade växelverkan mellan parallella tuber medför, att hålrumsfraktionen hos ett helt tubpaket är större än hos en ensam tub.

3. Olämplig rutin för uppskattning av tvåfasfriktionstryckfallet.

Kommentar: Detta är en rimlig förklaring med tanke på att avvikelserna är relativt, men strider mot iakttagelserna i det större 1-tubsmaterialet.

4. Sekundäreffekter av olämplig rutin för uppskattning av lokala värmegenomgångstal.

Kommentar: Den beräknade primärångstemperaturen är genomgående (ej "dryout"-försök) högre än den uppmätta, vilket sannolikt medför en underskattning av förvärmningszonens längd. Jämförelsen talar i motsatt riktning.

7.2 Skenbart värmegenomgångstal

7.2.1 1-tubsförsök (vatten)

I diagram (fig 35-38) jämföres för varje tublängd skenbara värmegenomgångstal från experiment och simuleringar för 1-tubsförsöken. I de försök (17 st) där "dryout" antas ha inträffat enligt bilaga 5, är motsvarande punkter i diagrammet omskrivna med parenteser. I diagrammen utläses, att de uppmätta värdena till övervägande del är högre än de simulerade. Vidare är särskilt för kortare tublängder avvikelserna behäftad med stor statistisk osäkerhet. Nästan alla försök, som avviker från den allmänna trenden och uppvisar relativt höga simulerade värden, är, som framgår av diagrammen, troligen "dryout"-försök.

Avvikelsen hos de simulerade värdena från de uppmätta framgår av tabell 4. Härvid har "dryout"-försöken följaktligen ej medtagits, och de 10 % av punkterna för varje längd, som ger störst spridning i avvikelserna, har också eliminerats.

Fig. 35-38 Jämförelse av skenbart värmegenomgångstal vid experiment och simulering med vatten. () anger "dryout"-försök enligt bilaga 5.

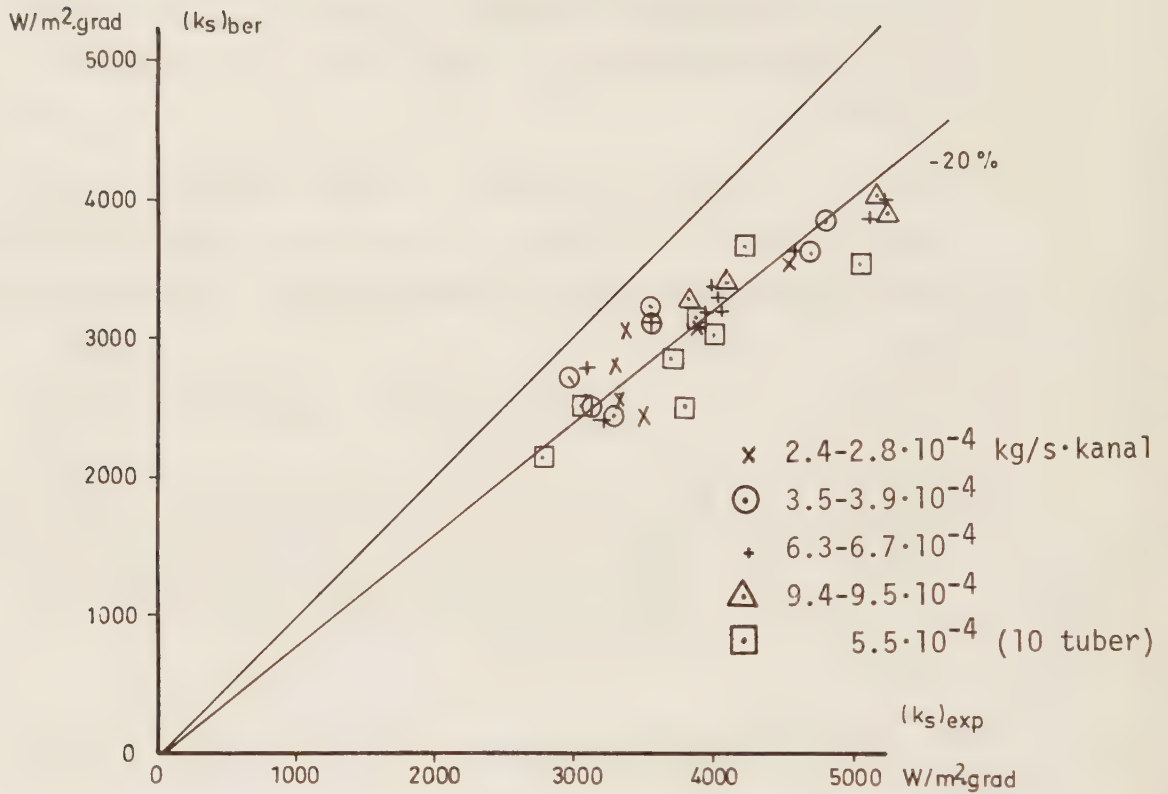


Fig. 35 Tublängd 0.3 m

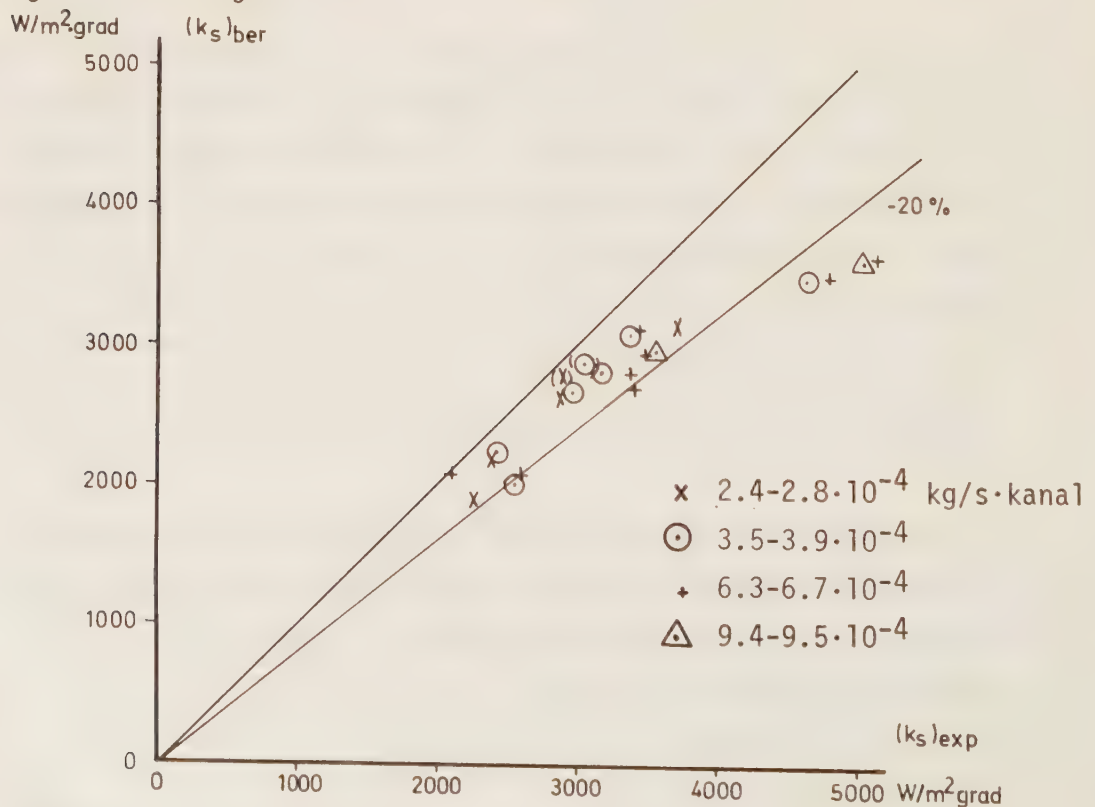


Fig. 36 Tublängd 0.45 m

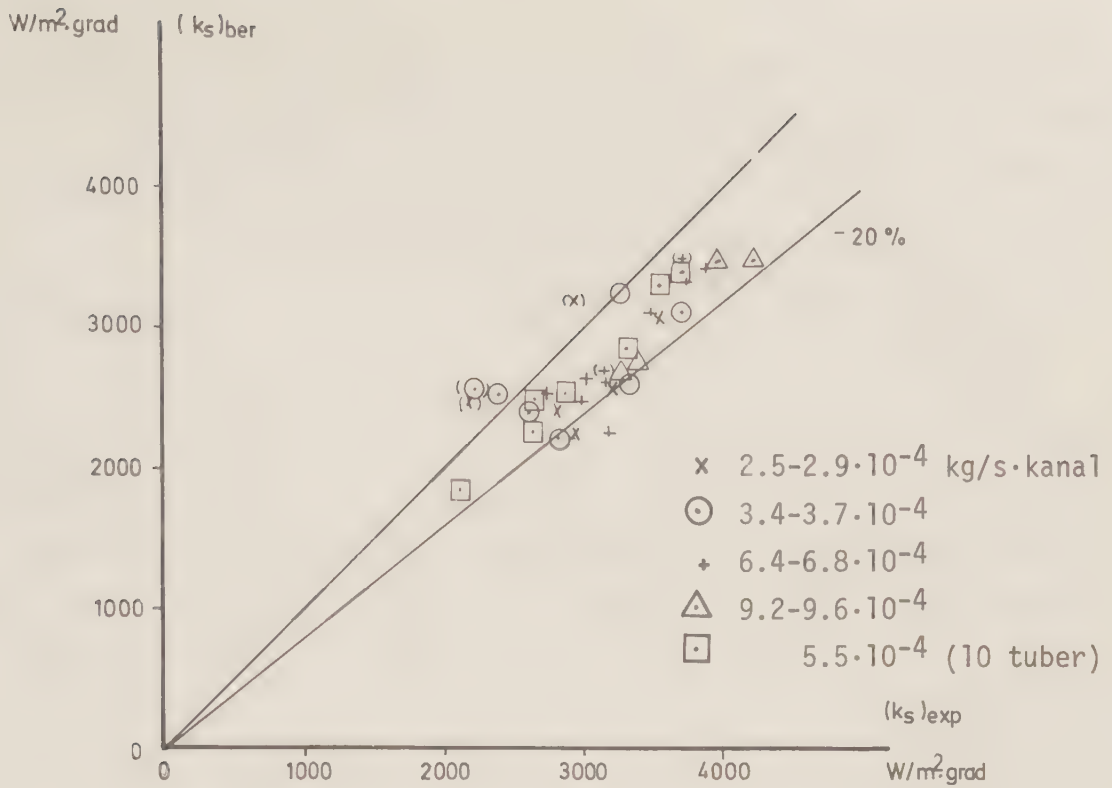


Fig. 37 Tublänge 0.6 m

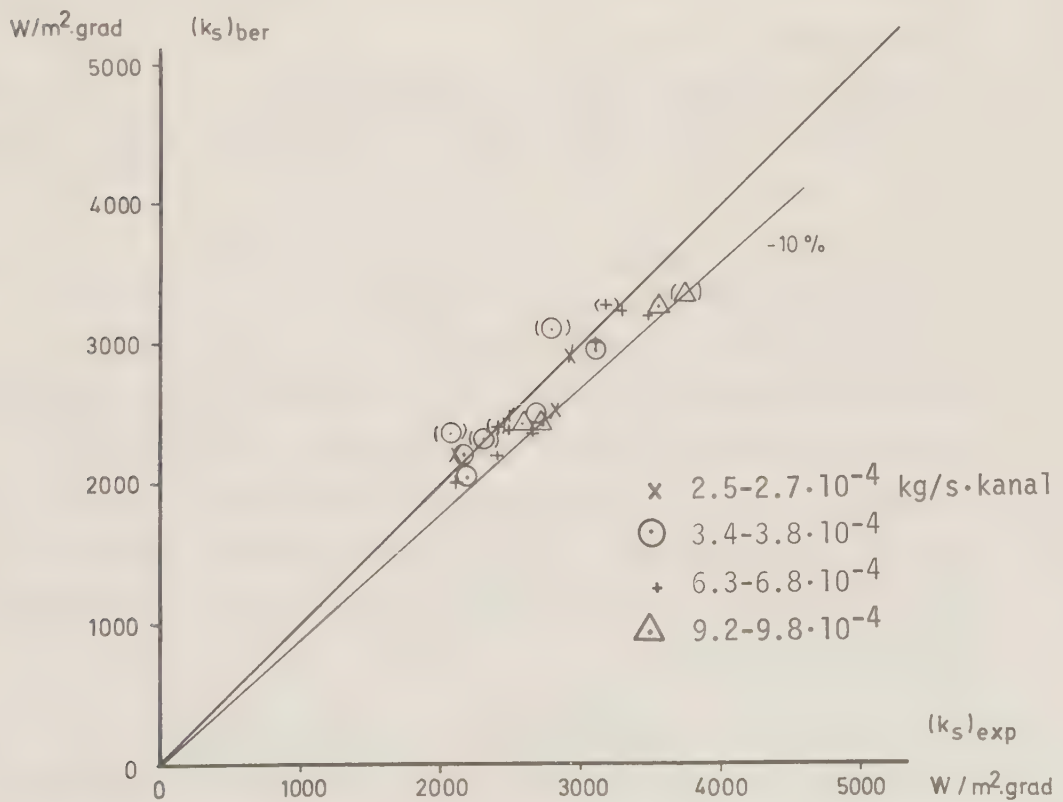


Fig. 38 Tublänge 0.75 m

Tabell 4.

Längd (m)	Avvikelse (%)	
	min	max
0.30	-10	-26*
0.45	- 9	-28**
0.60	- 1	-23
0.75	± 0	-11
Alla	- 4	-26

* För koktemperatur ca 70°C gäller -21 resp -26 %.

**För koktemperatur ca 50°C gäller - 9 resp -21 %.

Felkällor

Felmätning

1. Felmätning av primärångtryck, vilket i första hand ger felaktig skenbar temperaturdifferens.

Kommentar: Manometern kontrollerades och dess felvisning är kompenserad i beräkningarna. Avvikelseernas längdberoende pekar i motsatt riktning.

2. Felbestämning av kompenserad koktemperatur, vilket i första hand ger felaktig skenbar temperaturdifferens.

Kommentar: Termoelementet i utloppet var kalibrerat för hög noggrannhet. Tryckdifferensmätningen, som låg till grund för temperaturkompensationen, var känslig för luft i manometerledningarna och vissa inkonsekvenser i dessa tryckdifferensdata ger anledning förmoda, att denna felkälla måste beaktas. Vid vissa försök med låg värmebelastning har denna tryckdifferens varit anmärkningsvärt stor, vilket medför för låga värmegenomgångstal.

3. Felmätning av inloppstemperatur.

Kommentar: Datorsimuleringen visade, att förvärmningszonen är mycket kort även vid flera grader för låg temperatur, varför denna felkälla kan avskrivas.

4. Felmätning av kondensatmängd på grund av översvämning av tratten.

Kommentar: Senare undersökningar [22] visade, att mängdbegränsning

kunde uppstå i den klena koppartuben mellan tratten och byretten med åtföljande översvämning av koppen vid höga värmebelastningar. Någon tendens till begränsning av de uppmätta värmeeffekterna har emellertid ej kunnat märkas (se fig 17-20).

Felaktig drift

Otillräcklig avluftning av primärsidan.

Kommentar: Senare undersökningar [22] visade, att luft sögs in i primärkondensatledningen nära pumpen genom en defekt packning. Efter tätning undersöktes inverkan av olika avluftsflöden. Endast en bråkdel av det i försöken använda flödet var tillräckligt för att hålla inertgaskoncentrationen på en oskadlig nivå. Om avluftningen hade haft för liten kapacitet, borde en negativ inverkan ha märkts. Endast vid tre konsekutiva försök (nr 58-60) med olika massflöden men i övrigt lika förhållanden är värmeeffekterna så låga (se fig 17), att inertgasblockering kan misstänkas.

Olämpliga rutiner

1. Olämplig rutin för beräkning av värmeöverföringstal vid kokning.

Kommentar: Litteraturmetoder för uppskattning av tvåfasvärmeöverföringstal är erkänt osäkra. Även om en metod presenteras med spridning av $\pm 15\%$ i det använda materialet, visar det sig senare, att andra forskare ofta erhållit större spridning eller systematisk avvikelse vid användande av metoden särskilt om den tillämpas på data utanför den ursprungliga regressionen. Den här använda välrenommerade metoden av Chen, har i vissa fall rapporterats ge mycket för låga värden [23]. Den stora avvikelsen hos korta tuber, där värmetransportmotståndet är koncentrerat till koksidan, styrker misstanken att Chen's metod underskattar värmeöverföringstalet betydligt åtminstone vid lägre ånghalter. Av de enstaka försök, som i det här arbetet ger positiv eller liten negativ avvikelse för simuleringen, kan endast två försök (nr 73 och 97) utpekas som misstänkta men icke eliminerade "dryout"-försök.

2. Olämpliga rutiner för beräkning av värmeöverföringstal vid kondensation.

Kommentar: Osäkerhetsmoment vid simulering av värmeöverföringen vid kondensation på en vertikal vägg är arten av kondensation (film- el-

ler droppkondensation), omslagspunkten till vågbildning i filmen, semiempiriska rutinen för värmeöverföring vid vågbildning samt eventuellt hänsynstagande till skjuvkrafter från strömmande ånga. En separat undersökning av kondensationen med en modifierad Wilsonteknik har gjorts för att ge större klarhet [22]. Härvid framkom att värmeöverföringstalet hos den använda 0.3 m-tuben var avsevärt högre än det teoretiskt uppskattade. Tubmaterialet hade ett annorlunda utseende hos just denna tub. Ytstrukturen kan ha promoterat droppkondensation, som i så fall förklarar den goda värmeöverföringen. Avvikelsen vid simuleringen var också, särskilt vid stora värmebelastningar, anmärkningsvärt stor med denna tublängd, vilket dock i första hand måste förklaras av rutinen på koksidan. 0.6 m-tuben gav resultat, som överensstämde tämligen väl med simuleringsdata, vilket tolkas som att datormodellen för kondensation i stort sett är godtagbar.

3. Olämpliga modeller för beräkning av förvärmningszon.

Kommentar: Den korta längden hos förvärmningszonen gör, att relativt stora fel vid uppskattning av dess längd och värmeöverföringstal inverkar obetydligt på den totala värmeöverföringen.

4. Indirekt påverkan genom fel i tryckfallsuppskattningen.

Kommentar: Fel i tryckfallsuppskattningen i kokzonen påverkar den lokala temperaturdifferensen särskilt i zonens nedre del. Då det totala tryckfallet uppskattats för högt även vid försök utan förvärmningszon, är det sannolikt, att den lokala temperaturdifferensen i kokzonen uppskattas för lågt med reducerande inverkan på skenbara värmegenomgångstalet som följd. Feluppskattningen av temperaturprofilen vid korta tuber är så obetydlig, att den inte kan förklara den stora avvikelsen vid simulering av värmeöverföringen särskilt vid korta tuber.

7.2.2 10-tubsförsök

I diagram (fig 39-40) jämföres för de studerade tublängderna 0.3 m och 0.6 m skenbara värmegenomgångstal från experiment och simuleringar. "Dry-out" antas inte ha inträffat i något av dessa försök (se bilaga 5). I diagrammen konstateras det, att även här de uppmätta värdena är högre än de simulerade. För den korta tuben är vissa experimentella värden med vatten vid hög värmebelastning anmärkningsvärt höga i förhållande till de simulerade. Svårigheten att uppskatta värmegenomgångstalet under dessa förhållanden tycks överhuvudtaget vara stor. Avvikelsen hos de simu-

Fig. 39-40 Jämförelse av skenbart värmegenomgångstal vid experiment och simulering med sockerlösning

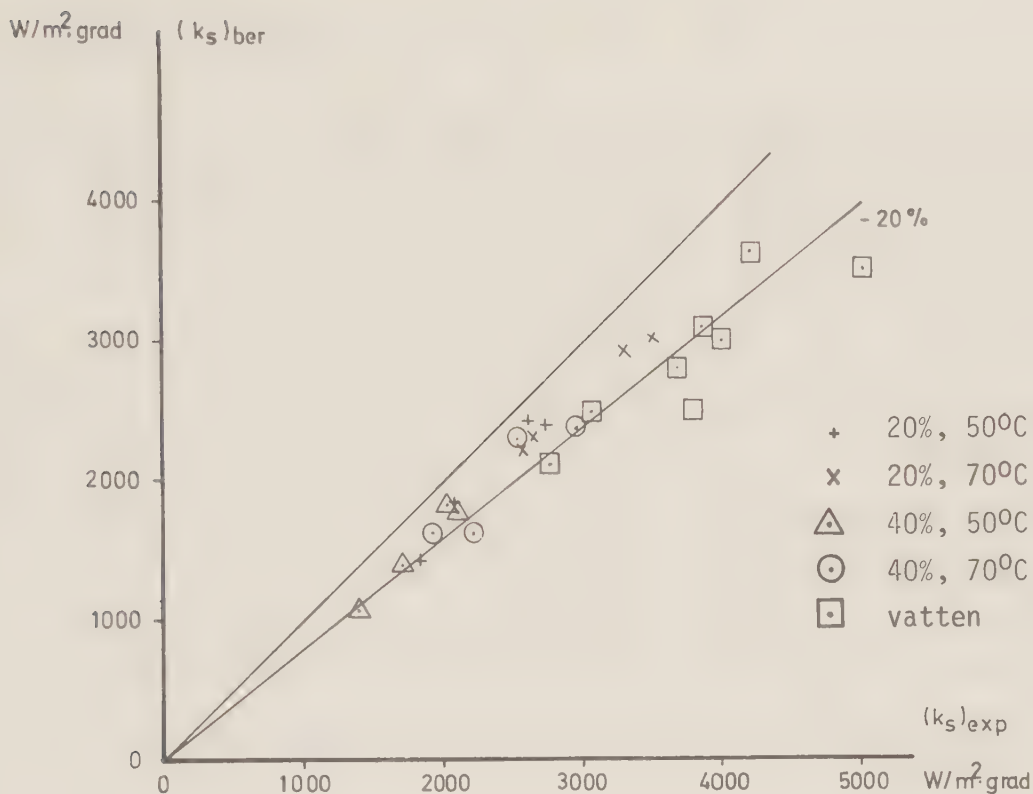


Fig. 39 Tublängd 0.3 m

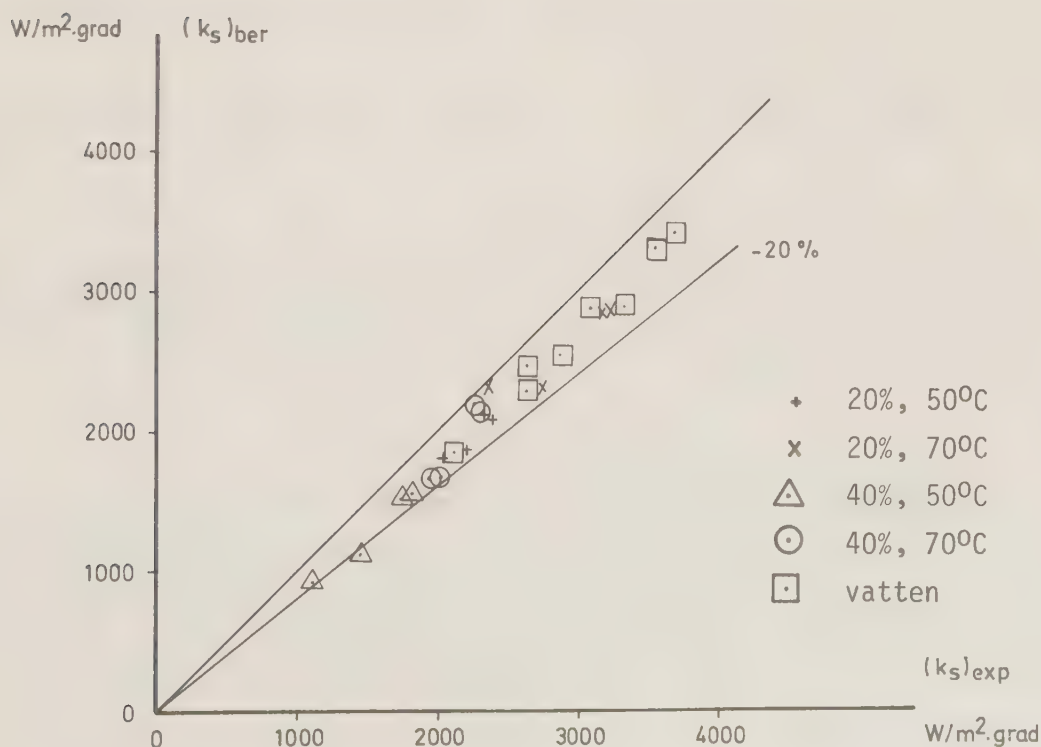


Fig. 40 Tublängd 0.6 m

lerade värdena från de uppmätta framgår av tabell 5. 10 % av de mest spridda punkterna har eliminerats.

Tabell 5.

Längd (m)	Avvikelse (%)		Anmärkning
	min	max	
0.30	-19	-34	Vatten
	- 9	-22	Sockerlösning
	- 7	-25	Alla
0.60	- 7	-13	Vatten
	- 4	-17	Sockerlösning
	- 4	-17	Alla

Liksom tidigare göres en analys av misstänkta felkällor.

Felkällor

Felmätning

1. Felmätning av primärångtryck, vilket i första hand ger felaktig skenbar temperaturdifferens.

Kommentar: Manometerns felvisning är kompenserad. Avvikelsernas längd- och koncentrationsberoende talar emot att detta är en viktig felorsak.

2. Felmätning av inloppstemperatur.

Kommentar: Datorsimuleringen visade, att förvärmningszonen är mycket kort även vid flera grader för låg temperatur, varför denna felkälla kan avskrivas.

3. Felaktig korrektion för värmeförluster.

Kommentar: Värmeförlusterna är rimligtvis vid stora värmebelastningar relativt sett mycket låga, vilket korrektionen, som endast är primärångtemperaturberoende, utsäger. De stora avvikelserna vid stora belastningar kan inte förklaras på detta sätt.

Felaktig drift

Otillräcklig avluftning av primärsidan.

Kommentar: Större ångflöden än i 1-tubsindunstaren försvårar inert-gasblockering. Resultaten stödjer inte denna felorsak.

Olämpliga rutiner

1. Olämplig rutin för beräkning av värmeöverföringstal vid kokning.

Kommentar: Iakttagelserna från 1-tubsförsöken bestyrkes. De ännu högre experimentella värmegenomgångstalen för vatten med den korta tuben kan bero på en positiv inverkan av instationär värmeöverföring i samband med den intermittenta strömningen i varje tub. Den kortare tuben är ju känsligare för förhållandena på koksidan, och vid varje pulsation hinner tuben praktiskt taget tömmas på vätska, varvid den återinströmmande vätskan i frånvaro av gränsskikt vid väggen genomgår en häftig nukleär kokning. Beräkningsrutinen förutsätter felaktigt stationär strömning. Försök med munstycken i alla tubinlopp (se 2.2), som stabiliserar strömningen, gav lägre och "säkrare" värmegenomgångstal, vilket i så fall är rimligt.

2. Olämpliga rutiner för beräkning av värmeöverföringstal vid kondensation.

Kommentar: Känsligheten hos skenbara värmegenomgångstalet för valet av kondensationsmodell är, vid de måttliga belastningar, som förekommit i 10-tubsförsöken, ej så stor. Om värmeöverföringstalet på koksidan reduceras genom sockertillsats, minskas känsligheten ytterligare. Kondensationsmodellen är, som påpekats tidigare, i de flesta fall helt godtagbar.

3. Olämpliga rutiner för beräkning av förvärmningszon.

Kommentar: Den använda modellen för förvärmningszonen är uppenbarligen felaktig i synnerhet vad beträffar vattenförsöken, eftersom gjorda iakttagelser visar, att vätskeinströmningen i varje tub är instationär med intermittent bakåtströmning. I övrigt se punkt 3 ovan.

4. Indirekt påverkan genom fel i tryckfallsuppskattningen.

Kommentar: Enligt punkt 4 ovan bidrar överskattningen av tryckfallet till att för låga värden erhålles vid simuleringen. På detta sätt kan den stora avvikelser hos vissa vattenförsök emellertid ej förklaras. Särskilt kan noteras sambandet mellan stora relativa fel vid tryckfallsuppskattningen och låga simulerade värmegenomgångstal vid lågt tryck och hög sockerkoncentration.

7.3 Slutsatser

Den använda modellen för tryckfallsberäkningen visade sig vara överraskande god, med tanke på osäkerheten i de utnyttjade empiriska tvåfaskorrelationerna, approximationen att faserna är separerade i hela kokzonen, osäkerheten hos den uppskattade ånghaltprofilen samt svårigheten att uppskatta förvärmningszonens längd. De simulerade värdena var genomgående något för höga.

Modellen för värmetransporten ger däremot speciellt vid korta tuber för låga skenbara värmegenomgångstal, som för 10-tubsförsöken med vatten kan avvika med drygt 30 %. Bilden är i övrigt synnerligen splittrad, varför en enkel förklaring knappast kan ges till den bristande överensstämmelsen mellan teori och experiment. De för låga k-värdena vid simuleringen måste betingas av att värmeöverföringstalen både för kokning och kondensering har underskattats, ty annars måste endera värmeöverföringstalet vara orimligt stort. Mätfel av denna storleksordning har i analysen ovan ansetts orimliga utom möjligtvis hos den inledande serien med tublängden 0.45 m.

Märkligt är att försöken med tublängden 0.75 m lyckats synnerligen väl både vad tryckfall och värmeöverföring beträffar. Här är skillnaden i förhållanden extra stor dels i ett försök mellan tubens nedre och övre del, dels mellan försök med små och stora skenbara temperaturdifferenser.

Även om den lokala värmetransportmekanismen ej modellerats rätt i simuleringen, har värdefulla kunskaper om förhållandena i tuben erhållits. Genom att använda bättre korrelationer för värmeöverföring eller genom att inlägga empiriska korrektioner kan naturligtvis en riktigare uppskattning av skenbara temperaturdifferensen och skenbara värmegenomgångstalet erhållas. Dessa storheter kan annars enkelt uppskattas med den i kap 6 framlagda korrelationsmetoden.

8. PRAKTISKA FRÅGOR

Det har hittills i denna skrift endast i förbigående nämnts, att prov med värmekänsliga och inkrusteringsbenägna produkter genomförts. Då indunstaren i första hand var ämnad att koncentrera dylika produkter är det på sin plats, att vissa resultat från dessa prov, som genomfördes i samarbete med AB Alfa Laval, redovisas. Sålunda är iakttagelser vad beträffar uppkomsten av beläggningar, deras art samt utbredning av intresse. Produktprov på ett tidigt stadium föranledde vissa ombyggnader av apparaturen i syfte att reducera tillväxten av beläggningar (se 2.2). Trots dessa förbättringar visade det sig, att ansträngningar att driva upp utgångskoncentrationen till önskade värden, som erfordrades i en tänkt flerefektsdrift, genom att reducera massflödet stupade på hastigt insättande beläggning av värmeytan och därmed åtföljande stark kapacitetsminskning. Frågan om koncentrationshöjningen i en apparat eller snarare det analoga begreppet indunstningsförhållandet utreds först teoretiskt innan proven med känsliga produkter behandlas. Genom att speciellt analysera flerefektsproblematiken, är det bättre möjligheter, att rätt villkor ställs upp för indunstningsapparaten.

8.1 Indunstningsförhållandet

Indunstningsförhållandet I definieras som

$$I = \frac{c_{ut}}{c_{in}}$$

och är alltså ett mått på koncentrationsförstärkningen i en apparat. Vid seriekoppling av n apparater på vätskesidan är då

$$I_{tot} = I_1 \cdot I_2 \cdot \dots \cdot I_n$$

I_{tot} är i regel givet och betingat av processen som indunstningsanläggningen ingår i. Av produkttekniska, funktionella och energiekonomiska skäl är i regel antalet effekter m också givet. Bortsett från det i vissa sammanhang förekommande fallet med parallellkoppling av apparater på primärångsidan (i princip likställt med en större apparat) erfordras det en apparat per effekt ($n = m$). Kan emellertid det erforderliga I_{tot} -värdet ej uppnås på detta sätt, måste seriekoppling av apparater ske i en eller flera effekter ($n > m$). För att hålla nere antalet apparater är det alltså väsentligt, att indunstningsförhållandet I hos en indunstningsapparat är så högt som möjligt. I praktiken är det vid klenstubsindunstaren

den hastighet insättande beläggningen av värmeytan vid låga massflöden, som begränsar indunstningsförhållandet vid kommersiell drift med de flesta produkter. Även om arrangemang för stabilisering av flödet i tuberna finnes, är pulsationerna vid låga medelflöden tillräckliga för att orsaka bristande vätning under korta intervall. Om produkten tillåter recirkulation, kan problemet till stor del kringgås.

Två sätt att öka indunstningsförhållandet med oförändrad temperaturdifferens har undersökts teoretiskt. Det har härvid ansetts nödvändigt, att det specifika massflödet G hölls oförändrat, för att försmutningsgraden ej skall öka. Detta antagande bör naturligtvis bestyrkas med försök. Ökning av tublängden utöver 0.6 m ligger närmast till hands. Om skenbara k -värdet ej minskar så mycket till följd av ökat temperaturfall och koncentrationshöjning, att ökningen av värmeytan huvudsakligen åtgår för att kompensera denna minskning, bör indunstningsförhållandet öka påtagligt. Reduktion av diametern bör ha samma effekt, emedan värmeytan är proportionellt och det rekommenderade massflödet kvadratisk beroende av diametern. Minskning av skenbara k -värdet kan även här reducera ökningen av indunstningsförhållandet. Datorsimulering har gjorts dels för tublängden 0.9 m med bibehållen diameter dels för innerdiametern 4 mm med bibehållen tublängd 0.6 m och väggtjocklek (bilaga 9). Produkten var sockerlösning (modellprodukt som koncentrerades från 20 % vid 70°C respektive från 40 % vid 50°C). Temperaturkänsliga produkter indunstras i regel vid sjunkande temperatur med stigande koncentration. Indunstningsförhållandet har beräknats ur datorsimuleringsresultaten (se bilaga 9) vid en typisk, skenbar temperaturdifferens, 10 grader, och två olika massflöden $3 \cdot 10^{-4}$ och $4 \cdot 10^{-4}$ kg/s kanal, mellan vilka beläggningarna i regel börjar tillväxa hastigt. Resultatet framgår av tabell 6.

Tabell 6.

Tubdimensioner	Indunstningsförhållande			
	$3 \cdot 10^{-4}$ kg/s kanal		$4 \cdot 10^{-4}$ kg/s kanal	
	50°C, 40 %	70°C, 20 %	50°C, 40 %	70°C, 20 %
0.6 m Ø 5/6 mm	1.20	1.57	1.14	1.38
0.9 m Ø 5/6 mm	1.22	2.14	1.16	1.67
0.6 m Ø 4/5 mm	1.22	1.92	1.16	1.56

Vid den lägre koktemperaturen har de föreslagna förändringarna teoretiskt endast marginell inverkan, men vid den högre koktemperaturen tycks antingen förlängning eller diameterminskning vara framkomliga vägar, som borde prövas experimentellt. I nästa steg skulle sedan tubdimensionerna optimeras med hänsyn till k -värde, som är direkt relaterat till erforderlig värmeyta. Därefter skulle nya försök göras.

8.2 Produktprov

Skummjölksindunstning för torrmjölksframställning är en viktig applikation för indunstare i livsmedelsindustrin. Då skummjölk lätt ger uppkomst till svårartade beläggningar på varma ytor och vid högre koncentrationer visar benägenhet att hastigt koagulera, användes mjölk ofta som testprodukt för nya indunstarekonstruktioner med inriktning främst på livsmedelsindustrin. I detta projekt gav på ett tidigt stadium mjölkförsök indikationer på att den ursprungliga konstruktionen behövde ändras. Svårartad igensättning av flera tuber inträffade medan övriga hade måttliga beläggningar. Det konstaterades att konstant inmatning av vätska i varje tub var nödvändig. Vid intermittent bortfall av vätsketillförsel koncentrerades den lilla produktmängd, som normalt befinner sig i en tub, hastigt, så att torrkokning eller koagulering sker. Ändring av inloppsarrangemanget med minskning av kanalvolymen och anbringande av strypskiva på nedre tubgaveln för att säkerställa en jämnare inmatning gav avsedd effekt. Mjölkindunstning behandlas utförligare nedan.

Produkter innehållande fast substans (ex: pulpös tomatsaft), tillåter ej förstrykning i inloppet. För tomatsaft prövades ett arrangemang med en excenterskruvpump placerad omedelbart intill fördelningslådan. Pumpen arbetade som doserpump för att åstadkomma konstant inmatning i lådan. Försök gjordes med koncentrationerna 7 och 17 % (sockerhalt i klarlösningen) vid koktemperaturerna 60 resp 50°C. Flödet var $4.7-5.0 \cdot 10^{-4}$ kg/s kanal, och skenbara temperaturdifferensen ca 15 grader. Efter ca 4 timmars drift var tuberna praktiskt taget rena i båda fallen. Skenbara k -värdet var ca 2100 respektive ca 1300 W/m²·grad. Till följd av det ganska höga flödet blev indunstningsförhållandet endast ca 1.5 respektive ca 1.25. Seriekoppling av apparater torde eliminera denna nackdel. Minskning av Δt_s till ca 10 grader för 3-effektsdrift hade reducerat k -värdena och indunstningsförhållandena till oacceptabla värden. Märkligt nog var detta arrangemang ej lämpligt för skummjölk. Beläggningar uppstod snabbt och

k-värdena blev vid varje tidpunkt av försöket lägre än vid strypskivearrangemanget. Endast okoncentrerad mjölk undersöktes. Den låga skenbara viskositeten hos denna produkt medför, att flödet genom pumpen är tryckskillnadsberoende med bristande stabilitet som följd. Andra förklaringar kan också finnas.

8.3 Flereffektsproblematiken

Vid industriell indunstning organiseras anläggningen om möjligt i två eller flera effekter för att reducera primärenergiförbrukningen. Antalet effekter är beroende av högsta och lägsta temperatur i anläggningen och apparaternas stabilitets- och värmeöverföringsegenskaper med den aktuella produkten. Högsta temperaturen är, särskilt inom livsmedelssektorn, betingad av produktens värmetålighet och möjligheterna att hålla värmeytan fri från beläggningar. Lägsta temperaturen är betingad av kylvattentemperatur, kostnader i samband med högt vakuum, apparattypens värmeöverföringsegenskaper vid lågt tryck och låg temperatur och - i de fall då produkten måste ha hög koncentration i sista effekten - produktens skenbara viskositet vid låg temperatur (värmeöverföringsegenskaper och pumpbarhet). Stabilitetsproblem kan inträffa vid apparater av stigfilmstyp, om temperaturdifferensen understiger visst värde. Skenbara k-värden är för apparater av stigfilmstyp vid låga temperaturdifferenser en brant stigande funktion av Δt_s . Värmegenomgångstalet är i hög grad beroende av förekomsten av beläggningar, vars uppkomst är beroende av värmekroppens konstruktion och funktion. Lågt massflöde, hög värmebelastning, hög temperatur och koncentration är normalt ogynnsamma faktorer, som måste beaktas vid utläggning av en indunstningsanläggning. I det generella fallet är det alltså komplicerat att projektera en optimalt konstruerad indunstningsanläggning, även om datorberäkning göres av mass- och energibalanser samt uppskattade k-värden. Inom livsmedelssektorn är valmöjligheterna ofta färre, då det användbara temperaturområdet är begränsat, och temperaturkänsligheten stiger med ökande koncentration. Antalet effekter överstiger sällan 4 och produktföreningen är medströms (ex: effekt I, effekt II..... effekt IV) eller blandad (ex: effekt IV, I, II, III). Termokompression över effekt I är ofta förekommande.

För att undersöka användbarheten av kluentubindunstaren i en tänkt kommersiell flereffektsanläggning utformades en av försöksserierna med skummjölk som en simulering av en 3-effektsindunstare med temperaturnivåer,

som är typiska för en industriell anläggning (bilaga 10). Erforderliga indunstningsförhållanden uppnåddes ej i den relativt korta apparaten (tublängd 0.6 m). Från AB Alfa Laval's sida bedömdes ytterligare prov med skummjolk då ej vara av intresse, trots att värmegenomgångstalen var goda och ej eller endast långsamt försämrades vid konstanta yttre betingelser. Beläggningarna var godartade och koncentrerade till nedre delen av tuberna. Uppkomsten av beläggningar verkade vara starkt avhängigt massflödet.

En klassisk lösning på problemet med för lågt indunstningsförhållande i en apparat är som ovan nämnts att seriekoppla två eller flera apparater i samma effekt. Plattindunstare (ex APV), som också har kort värmeyta, arrangeras ofta med två passager per effekt med mellanliggande separation av vätska och ånga. Klentubindunstaren borde därför bedömas enligt samma förutsättningar.

Genom att utföra en termisk projektering av flereffektsindunstningsanläggningen för just skummjolk med apparater av klentubstyp skall det framgå, hur seriekoppling av apparater bör utnyttjas.

8.3.1 Mjölkindunstare

Koncentrering av skummjolk för torrmjölksframställning är en stor applikation för indunstare i livsmedelsindustrin. Genom ökad efterfrågan har nyanläggningar vuxit i storlek och antal effekter. Den senaste tidens ökning av ångpriser har medfört, att slutkoncentrationen (torrsubstanshalt) är hög 45-48 % (mindre torkningskostnader), att antalet effekter är 3-4, och att termokompression är obligatorisk i 1:a effekten. Produktföringen är antingen medströms (ex: I-II-III) eller blandad (ex: III-I-II). Produkten tillåter ej högre primärånga- och koktemperatur (1:a effekten) än 78-80°C respektive 70°C. Kondensortemperaturen är 40-50°C. Kostnaderna i samband med höga vakuum begränsar temperaturområdet nedåt. Om den högsta koncentrationen behandlas i effekt III, sätter viskositetens temperaturberoende en gräns nedåt för kondensortemperaturen. Fördelen i detta avseende med produktföringen III-I-II är därmed tydlig. Medströmsföringen är dock vanligare, och då produktproven genomförts med avsikten att simulera apparaterna i en medströmsanläggning med koktemperaturerna 70°C, 60°C och 50°C, har en dylik anläggning med samma tubdimensioner (0.6 m, Ø 5/6 mm) projekterats. Termokompression finnes i 1:a effekten. Koktem-

peraturen i 2:a och 3:e effekterna har tillåtits sjunka något för att öka temperaturområdet nedåt till ca 45°C . Slutkoncentrationen skall vara ca 48 %. Mjölken förvärms på traditionellt sätt i motström med sekundärånga från varje effekt och slutligen med färskånga.

Beräkningen av mass- och energibalanser för den relativt okomplicerade anläggningen har genomförts för hand. Värmegenomgångstalet skulle ha kunnat erhållas på åtminstone principiellt 3 olika sätt för givna temperaturnivåer i anläggningen:

- a) Försök göres vid dessa temperaturer och vid koncentrationer från balansberäkningarna. Specifika massflöden väljes optimalt så att beläggningar undviks, men indunstningsförhållandet blir så högt som möjligt.
- b) Försök göres vid approximativt dessa temperaturer och vid koncentrationer, som approximativt överensstämmer med värden, som erhålles från balansberäkningar. Specifika massflöden väljes optimalt. Extrapolationsförfaranden kompletterar metoden.
- c) Uppskattning göres med hjälp av modell baserad på tvåfasteori (jämför tidigare vatten- och sockerförsök). Modellen stämmer av mot ett antal försök.

Då möjligheter till ytterligare försök ej fanns, när denna projektering gjordes, är b) i praktiken den enda användbara metoden. För c) hade krävts fler försök och en fullständig uppsättning fysikaliska data i anpassad form. Hela anläggningen hade då kunnat beräknas med avdelningens datorprogram [2] efter modifiering. Ett flertal olika projekteringar hade då kunnat genomföras.

Värmebelastningen hos en tub vid en viss skenbar temperaturdifferens har uppskattats med antagandet, att värmeeffekten är linjärt beroende av skenbara temperaturdifferensen liksom för sockerlösningar. Härigenom har de försöksvärden, som erhållits från simuleringen av en 3-effektsindunstare, kunnat extrapoleras till andra temperaturdifferenser än de som använts i försöken (se bilaga 10).

Projekteringsberäkningarna (se bilaga 9) har resulterat i en anläggning enligt fig 41. Temperaturer och flöden framgår av figuren.

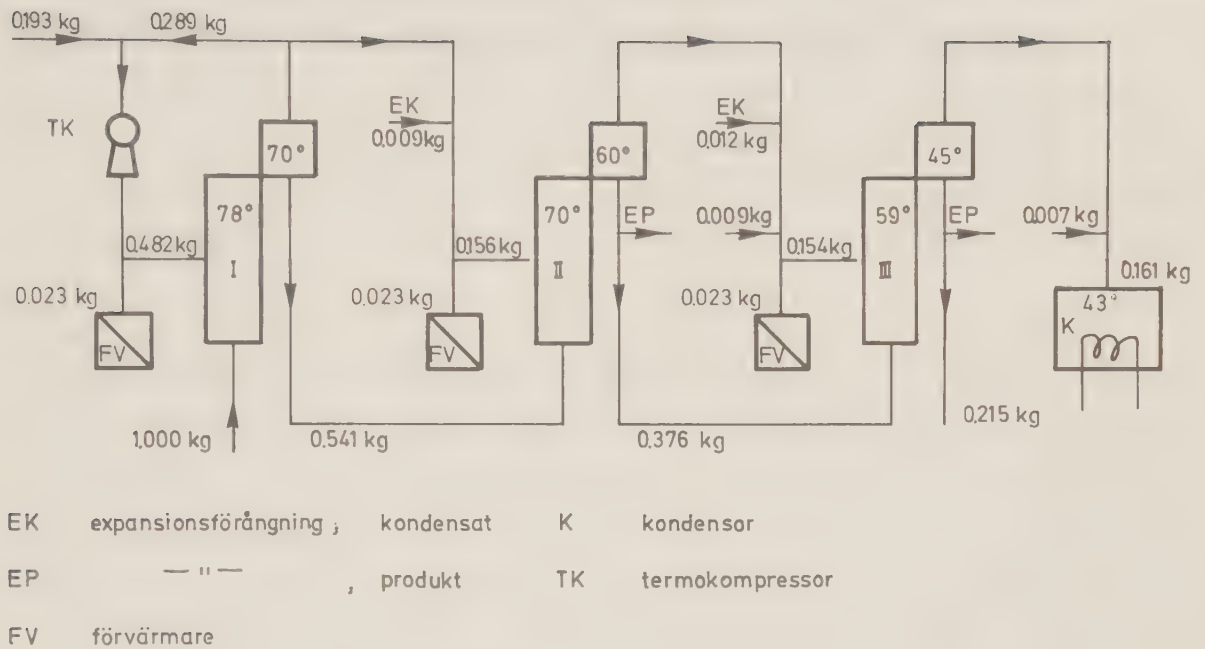


Fig. 41 Mjölkindunstare - apparatschema

Andra intressanta värden framgår av tabell 7.

Tabell 7.

	Effekt			Totalt
	I	II	III	
k_s ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{grad}$)	2.96	2.76	1.60	--
Specifik värmeyta* ($\text{m}^2 \cdot \text{s/kg}$)	45.5	13.3	16.1	74.9
Indunstningsförhållande	1.85	1.44	1.74	4.67

*räknad på ett ingående produktflöde av 1 kg/s.

Specifik ångförbrukning: 0.24 kg/kg.

Det har här gjorts troligt, att klentubsindunstaren kan utnyttjas för koncentrerering av mjölk till hög torrhalt med de krav på energiekonomi som ställs i dag. Totalekonomin för en anläggning av detta slag måste klarläggas, och en pilotanläggning byggas och testas, för att klentubsindunstaren skall få en framtid i denna och liknande applikationer.

9. DISKUSSION

I varje arbete av det här slaget uppkommer under hand nya frågeställningar, av vilka endast en del kan bli föremål för ingående behandling. Dessutom måste i regel ett projekt "avslutas" i något stadium av en kontinuerlig utvecklingsprocess. Vissa i och för sig önskvärda experimentella undersökningar har således ej kunnat genomföras inom ramen för detta arbete. Här skall sammanfattningsvis beröras några av de frågeställningar av vetenskapligt eller industriellt intresse, som det hade varit önskvärt att gå vidare med.

De differenser, som uppkommit hos skenbara k -värden, dels mellan identiska försök men med olika arrangemang, dels mellan försök och utfall av modell, baserad på tvåfasteori, kan på nuvarande ståndpunkt ej säkert förklaras. De höga k -värden som erhållits med vatten i 10-tubsapparaten utan förstrykning i inloppet jämfört med antingen samma apparat med förstrykning eller 1-tubsapparaten, kan kanske förklaras med det uttalat instationära beteendet hos den förstnämnda. Speciell apparatur för att undersöka sambandet mellan pulsationerna och värmeöverföringen kunde ge klarhet. Underskattningen av värmeöverföringstalet för kokningen hos korrelationen av Chen är troligen den stora felkällan i modellen särskilt vid korta tuber. Andra etablerade korrelationer förefaller dock inte ge väsentligt högre värden. En experimentell undersökning med apparatur för bestämning av lokala värmeöverföringstal i det tryckområde och med den diameter, som gäller här, vore önskvärd.

Den observerade lineariteten mellan överförd värmeeffekt och skenbar temperaturdifferens är en intressant iakttagelse, som bör konfirmeras med ytterligare försök med olika typer av medier dels organiska vätskor dels lösningar av olika slag. Även giltigheten vid större tubdimensioner bör undersökas. Preliminära undersökningar av indunstning av sockerlösning i tuber av längden 6 m och diametern 33/38 mm visar, att samma typ av relation råder, förutsatt att ingående produkt är kokvarm. De iakttagelser som gjorts angående samband mellan uppkomst av bristande vätning ("dryout") och en kritisk, uppskattad hålrumsfraktion är visserligen ej av större intresse för indunstningstekniken, men de borde ha en plats i vidare sammanhang. Hughmarks slutsatser, om än något tvivelaktiga, efter analys av experimentella data avseende andra förhållanden än här (se bilaga 5), tyder på generellare giltighet av ett dylikt samband.

Uppkomsten av beläggningar och deras tillväxthastighet vid olika betingelser är viktiga frågor, som behöver utredas ytterligare. Under arbetets gång har apparatutveckling skett i syfte att minska dessa problem, och resultatet får anses vara tillfredsställande. Det är emellertid viktigt att undersöka, hur en stor ökning av antalet parallella kanaler och flereffektsdrift inverkar i detta avseende. Lägsta användbara massflöde per kanal för olika produkter vid aktuella koncentrationer och koktemperaturer bör undersökas närmare.

I arbetet har experimentellt studerats tublängder mellan 0.3 och 0.75 m, dock högst 0.6 m med lösningar. Större tublängd än ca 0.6 m tycks endast vara aktuellt vid låg specifik ångvolym på grund av höga tryckfall. Korta längder (< 0.5 m) ger för låga indunstningsförhållanden. Tubdiameteren har experimentellt inskränkt sig till 5/6 mm. Det hade varit intressant att testa datorsimuleringens förutsägelser, som i och för sig inte var så lovande, vid diameteren 4/5 mm. Produktprov för undersökning av beläggningsegenskaper hade då också kunnat genomföras.

Även om experimentell simulering av en apparat i taget i en flereffektsanläggning genomföres så realistiskt som möjligt, kan erfarenhet rörande dynamisk samverkan mellan apparaterna endast fås genom testning av en pilotanläggning med 2-3 effekter och helst med termokompression.

Avslutningsvis skall nämnas något om möjligheter till teknisk utformning av värmeytan, som redan berörts i inledningen av arbetet. Förutsättningen för att klen tubsvärmeytan skall vara ekonomiskt attraktiv, är att kanalerna kan åstadkommas genom pressning av tunn plåt med lämpligt präglingsmönster enligt en teknik, som är välkänd från tillverkningen av plattvärmväxlare. Med hjälp av portar i plattorna och tätningslister av lämplig utformning kan på motsvarande sätt medierna transporteras till och från värmeytan. Förstrypningar kan bli nödvändiga i inloppet till platta respektive kanal. Seriekoppling av apparater kan enkelt åstadkommas i samma stativ.

De lovande resultat, som erhållits vid produktproven, de möjligheter till flereffektsdrift, som utpekats i kap 8 samt plattvärmväxlareteknikens erkända fördelar såsom flexibilitet, låg materialåtgång, liten bygghöjd, kompaktet och möjlighet till mekanisk rengöring, indikerar, att en plattindunstare enligt klen tubsprincipen bör ha avsevärda tekniska kvaliteter.

Beteckningar

A	Yta	$ m^2 $
b	Konstant i $Q-\Delta t_s$ -samband	$ W $
c	Konstant i $Q-\Delta t_s$ -samband	$ W/grad $
	Koncentration	$ kg/kg $
C_p	Värmekapacivitet	$ J/kg \cdot grad $
D	Diameter	$ m $
f	Friktionsfaktor	
F	Chens F-faktor	
g	Tyngdacceleration	$ m/s^2 $
G	Specifikt massflöde	$ kg/s \cdot m^2 $
I	Indunstningsförhållande	
k	Värmegenomgångstal	$ W/m^2 \cdot grad $
L	Längd	$ m $
m	Antal effekter	
Ma	Machtal	
n	Antal apparater	
Nu	Nusselttal	
p	Tryck	$ bar $
Δp	Tryckskillnad	$ bar $
Pr	Prandtl-tal	
Q	Värmeeffekt	$ W $
r	Angbildningsentalpitet	$ J/kg $
R_G	Hålrumsfraktion (void)	
R_L	Holdup	
Re	Reynoldstal	
S	Chens S-faktor	
Δt	Temperaturdifferens	$ grad $
v	Volymitet	$ m^3/kg $

x	Ånghalt	
X	Martinielliparametern	
z	Längdkoordinat	m
α	Värmeöverföringstal	W/m ² •grad
Γ	Filmbelastning	kg/s•m
λ	Värmekonduktivitet	W/m•grad
μ	Dynamisk viskositet	kg/m•s
ν	Kinematisk viskositet	m ² /s
ρ	Täthet	kg/m ³
σ	Ytspänning	N/m
Φ	Tvåfasmultiplikator	

Index

bub	bubbel
G	gas
i	inre
in	ingång
kon	konvektiv
L	vätska
mättn	mättning
s	skenbar
tot	total
TP	tvåfas
tt	turbulent-turbulent
ut	utgång
vt	viskös-turbulent
y	yttre

Litteraturreferenser

1. Persson, L. "Plattindunstare med korrugerade plattor - en experimentell och teoretisk undersökning"
Kommande rapport vid Avd för Kemisk Apparatteknik, LTH
2. Ragnarsson, S. "EVAP - ett datorprogram för simulering av indunstningsanläggningar"
Kommande rapport vid Avd för Kemisk Apparatteknik, LTH
3. Chun, K.R. & Seban, R.A., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 94 s 432 (1972)
4. Nusselt, W., Ver. Deutsch. Ing. 60 s 541 och 569 (1916)
5. Hausen, H., Ver. Deutsch. Ing., Beih. Verfahrenstechn., nr 4 s 91 (1943)
6. Grätz, L., Ann. d. Physik 25 s 337 (1895)
7. Nusselt, W., Z. Ver. Deutsch. Ing. 54 s 1154 (1910)
8. Collier, J.G., "Convective Boiling and Condensation"
McGraw Hill 1972
9. Lockhart, R.W. & Martinelli, R.C., Chem. Eng. Progr. 45 s 39 (1949)
10. Kriegel, E., Chemie. Ing. Techn. 39 s 1267 (1967)
11. Brauer, H., Ver. Deutsch. Ing. Forschungsh. 457 (1967)
12. Blasius, H., Ver. Deutsch. Ing. Forschungsh. 131 (1913)
13. Hughmark, G.A., Chem. Eng. Progr. 58 s 62 (1962)
14. Chen, J.C., Ind. & Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 5 s 322 (1966)
15. Owhadi, A., Bell, K.J. & Crain, B.,
Int. J. Heat Mass Transfer 11 s 1779 (1968)
16. Hewitt, G.F. & Hall-Taylor, N.S. "Annular Two-Phase Flow"
Pergamon Press 1970
17. Hewitt, G.F. & Kearsley, H.A. AERE-R 5590 (1969)
återges i Hewitt, G.F. & Hall-Taylor, N.S. "Annular Two-Phase Flow"
Pergamon Press 1970

18. Macbeth, R.V. AEEW-R 267 (1963)
återges i Collier, J.G., "Convective Boiling and Condensation"
McGraw Hill 1972
19. Kirby, G.J. AEEW-R 500 (1966)
återges i Collier, J.G., "Convective Boiling and Condensation"
McGraw Hill 1972
20. Hughmark, G.A., Chem. Eng. Progr. 65 s 67 (1969)
21. Dengler, C.E. & Addoms, J.N., Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. 52
s 95 (1956)
22. Stjernberg, G., "Bestämning av värmeöverföringstal i en klen tubs-
indunstare" Rapport LUTKDH(TKKA-5007)/1-15/(1977), Avd för Kemisk
Apparatteknik, LTH 1977
23. Purcupile, J.C., Riedle, K. & Schmidt, F.K.
AIChE Symp. Ser. 70 No 138 s 91 (1974)

Värmeläckageprov

Värmeläckageprov gjordes för tublängden 0.6 m.

Primärångtemp °C	Kond flöde byrettgrader/s
45.8	0.00040
60.5	0.00076
79.7	0.00140
22.0 ¹⁾	0.00000 ²⁾

¹⁾ Omgivningstemperatur

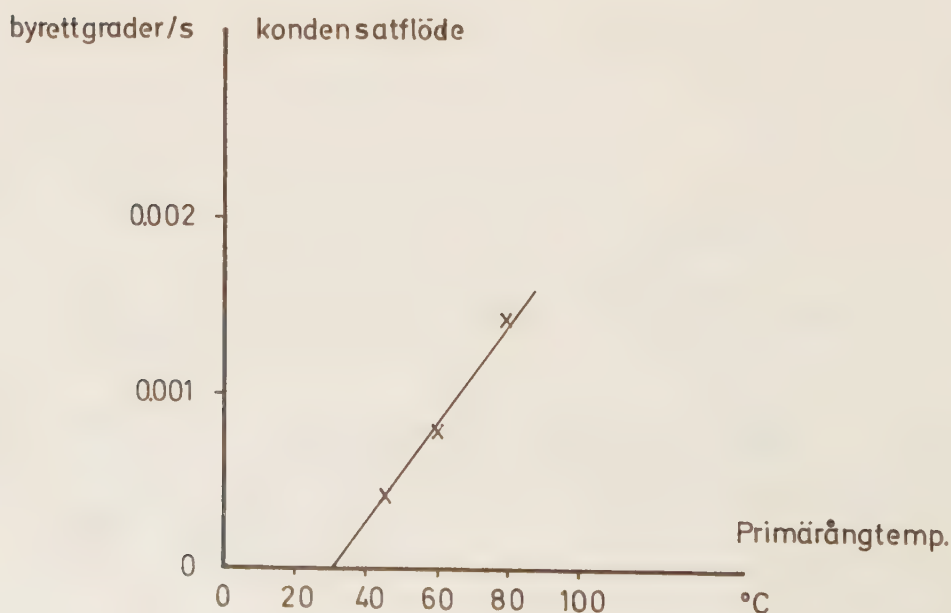
²⁾ Antaget värde

Kondensatflödet uppfördes som funktion av primärångtemperaturen i nedanstående diagram. I det aktuella temperaturområdet ansågs linjär regression vara tillräcklig. Följande ekvation erhöles:

$$\text{Kond flöde p g a värmeläckage (byrettgrader/s)} = \\ = 2.7 \cdot 10^{-5} (\text{ångtemp (}^{\circ}\text{C)} - 30.0)$$

Anm. 1 Samma ekv användes för tublängden 0.3 m varför viss överkompensation bör ha skett.

Anm. 2 Maximala kompensationen som har gjorts uppgår till ca 10 % av överförd värmeeffekt.



Datorprogram för bearbetning av primärdata

Bilagan innehåller flödesschema och BASIC-kod dels för 10-tubsindunstaren, dels för 1-tubsindunstaren.

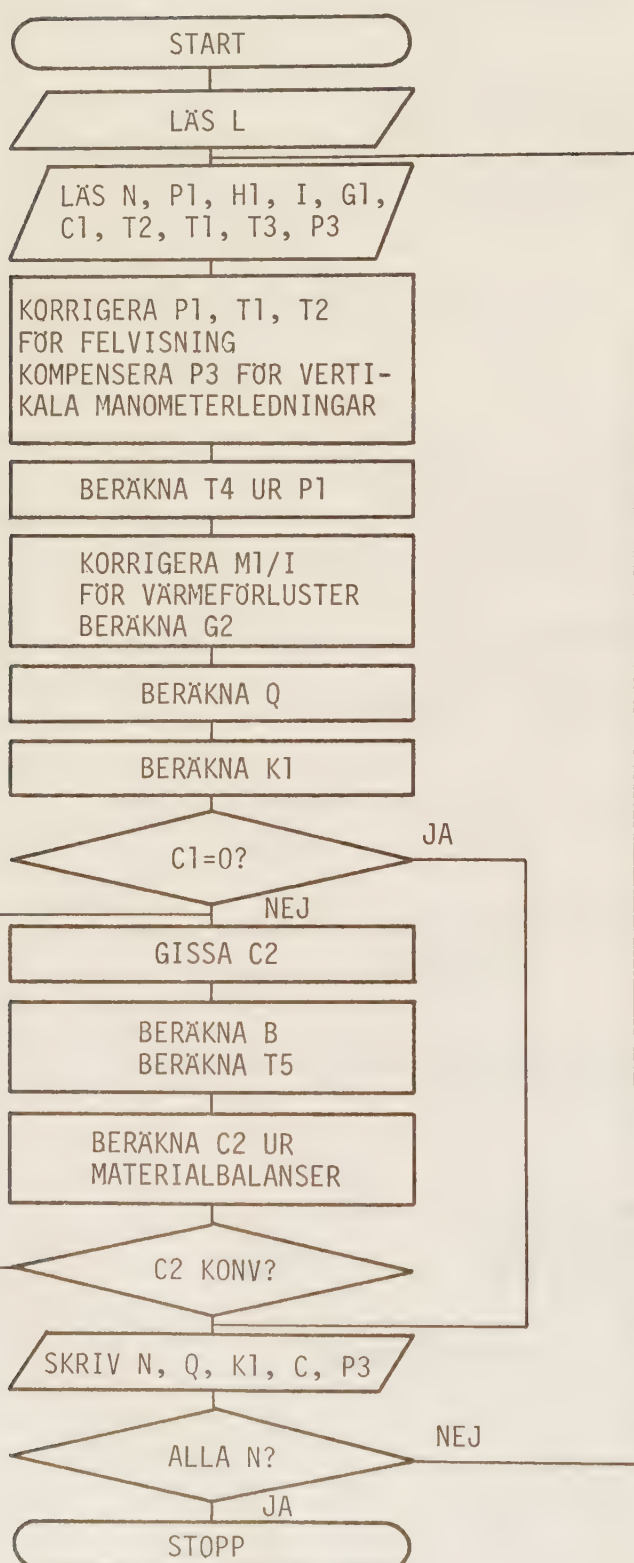
Variabellista

B	Kokpunktsförhöjning
C	Koncentration
C1	Koncentration, ingående produkt
C2	Koncentration, utgående produkt
D1	Täthet, kondensat
G1	Flöde, produkt
G2	Flöde, kondensat
G3	Flöde, sekundärånga
H	Entalpi
H1	Entalpi, ingående produkt
H2	Entalpi, utgående produkt
H3	Entalpi, sekundärånga
I	Byrettid
K1	Värmegenomgångstal, skenbart
L	Tublängd
M1	Byrettgrader
N	Försöksnummer
P	Tryck
P1	Tryck, primärånga
P3	Tryckfall på sekundärsidan
Q	Effekt
T	Temperatur
T1	Temperatur, ingående produkt
T2	Temperatur, utgående produkt
T3	Temperatur, kondensat
T4	Temperatur, primärånga (mättning)
T5	Temperatur, sekundärånga (mättning)

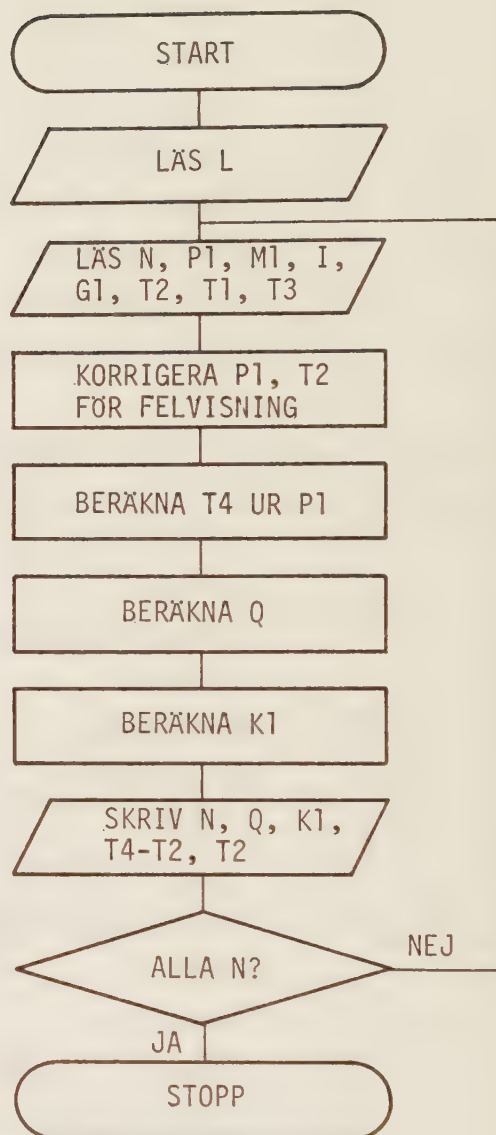
X1, X2, Z, M, Y(J,M), U, H $\emptyset$, J hjälpstorheter

Flödesschema

10-tubsindunstaren



1-tubsindunstaren



Källkod - 10-tubsindunstaren

```

100 REM NARROW TUBE EVAPORATOR CALCULATIONS
105 GOSUB 1300
110 READ L
120 PRINT "TUBE LENGTH: " L " M"
125 PRINT
126 PRINT "NO", "POWER", "K-VALUE", "CONC.OUT", "PRESS.LOSS"
127 PRINT , "(KW)", "(KW/DEG.M2)", "(KG/KG)", "(BAR)"
128 PRINT
130 READ N, P1, M1, I, G1, C1, T2, T1, T3, P3
135 LET G1=G1/3600
140 LET D1=1000+T3*(0.01763-T3*(0.643E-2-T3*(0.3098E-4-T3*0.954E-7)))
150 IF P1>=-0.4 THEN 210
160 IF P1>=-0.6 THEN 190
170 LET P1=P1+0.0117+0.0285*(P1+0.6)
180 GOTO 220
190 LET P1=P1+0.004-0.0385*(P1+0.4)
200 GOTO 220
210 LET P1=P1+0.004
220 LET P=P1
230 GOSUB 1000
240 LET T4=T
250 LET G2=D1*3.76E-5*(M1/I-(T4-30)*2.7E-5)
260 LET T=T4
270 GOSUB 1100
280 LET Q=G2*(H-T4*4.19)
290 LET T2=0.2+1.0033*T2
300 LET K1=Q/((T4-T2)*L*0.188)
310 LET R3=-P3*19.23E-5+0.0981*(L+0.073)
320 LET C=C1
330 LET T=T1*1.0033+0.2
340 GOSUB 1200
350 LET H1=H
360 LET C2=C1
380 LET T=T2
385 LET C=C2
390 GOSUB 1200
400 LET H2=H
405 IF C2=0 THEN GOTO 452
410 LET X1=7.141*C2+3-11.719*C2+2+11.4149*C2-14.7495+2*LOG(273+T2)
420 LET X2=LOG(1.1074-1.024E-3*T2-5.0E-9*T2+3)
430 LET B=EXP(X1-X2)
440 LET T5=T2-B
450 LET T=T5
451 GOTO 460
452 LET T=T2
460 GOSUB 1100
470 LET H3=H
480 LET G3=(Q+G1*(H1-H2))/(H3-H2)
490 LET C=C1*G1/(G1-G3)
500 IF ABS(C-C2)<=0.01*C THEN 520
505 LET C2=C
510 GOTO 380
520 PRINT V, Q, K1, C, P3
530 GOTO 130
1000 LET P=1.013+0.9807*P
1005 LET Z=3+LOG(P)
1010 LET T=32.8+Z*(17.68082+Z*(1.31968+Z*(0.0199054+Z*0.01672246)))
1020 RETURN
1100 LET H0=2493
1105 LET U=2.18993+T*(-0.5546E-2+T*(0.25237E-4-T*0.73584E-7))
1110 LET H=H0+T*U
1120 RETURN
1200 LET M=INT(10*C)
1210 LET H=Y(0,M)*T+Y(1,M)*T+2/2
1220 LET H=H-(H-Y(0,M+1)*T-Y(1,M+1)*T+2/2)*(C-M/10)*10
1230 LET H=H*4.187
1240 RETURN
1300 DIM Y(2,10)
1310 FOR M=0 TO 9
1320 FOR J=0 TO 1
1330 READ Y(J,M)
1340 NEXT J
1350 NEXT M
1360 DATA 0.981, 0.2533E-3, 0.938, 0.3467E-3, 0.873
1361 DATA 0.58E-3, 0.815, 0.74E-3, 0.751, 0.8933E-3, 0.692
1362 DATA 0.102E-2, 0.693, 0.173E-2, 0.576, 0.1113E-2
1363 DATA 0.511, 0.1127E-2, 0.428, 0.11E-2
1370 RETURN
3000 END
READY

```

Källkod - 1-tubsindunstaren

```

100 REM SINGLE TUBE EVAPORATOR CALCULATIONS
101 REM WATER
110 READ L
120 PRINT "TUBE LENGTH: " L " M"
125 PRINT
126 PRINT "V0", "POWER", "K-VALUE", "TEMP.DIFF.", "BOIL.TEMP."
127 PRINT , "(KW)", "(KW/DEG M2)", "(DEG)", "(DEG)"
128 PRINT
130 READ V, P1, M1, I, G1, T2, T1, T3
140 LET D1=1000+T3*(0.01763-T3*(0.643E-2-T3*(0.3098E-4-T3*0.954E-7)))
150 IF P1<=-0.8 THEN LET P1=P1-0.007-0.03*(P1+0.8)
151 GOTO 220
152 IF P1<=-0.6 THEN LET P1=P1-0.007
153 GOTO 220
154 IF P1<=-0.5 THEN LET P1=P1-0.003+0.04*(P1+0.5)
155 GOTO 220
156 IF P1<=-0.4 THEN LET P1=P1-0.005-0.02*(P1+0.4)
157 GOTO 220
158 IF P1<=-0.3 THEN LET P1=P1-0.005
159 GOTO 220
160 IF P1<=-0.2 THEN LET P1=P1-0.003+0.02*(P1+0.2)
161 GOTO 220
162 LET P1=P1-0.003
220 LET P=P1
230 GOSUB 1000
240 LET T4=T
250 LET G2=M1/I*D1*1.0E-6
260 LET T=T4
270 GOSUB 1100
280 LET Q=G2*(H-T4*4.19)
290 LET T2=T2+0.1
300 LET K1=Q/((T4-T2)*L*0.0188)
330 LET T=T1
340 GOSUB 1200
350 LET H1=H
380 LET T=T2
390 GOSUB 1200
400 LET H2=H
452 LET T=T2
460 GOSUB 1100
470 LET H3=H
480 LET G3=(Q+G1*(H1-H2))/(H3-H2)
520 PRINT V, Q, K1, T4-T2, T2
530 GOTO 130
1000 LET P=1.013+0.9807*P
1005 LET Z=3+LOG(P)
1010 LET T=32.8+Z*(17.68082+Z*(1.31968+Z*(0.0199054+Z*0.01672246)))
1020 RETURN
1100 LET H0=2493
1105 LET U=2.18993+T*(-0.5546E-2+T*(0.25237E-4-T*0.73584E-7))
1110 LET H=H0+T*U
1120 RETURN
1200 LET H=4.18*T
1210 RETURN
3000 END
READY

```

Mätresultat10-tubsförsök

Nr	Koktemp °C	Δt_s grad	Effekt kW	k_s kW/m ² ·grad	Utg konc kg/kg	Δp bar
<u>Vatten, tublängd 0.6 m, flöde $5.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s</u>						
1	69.3	16.6	6.67	3.55	0.000	0.022
2	69.0	11.4	3.70	2.87	0.000	0.008
3	49.6	14.8	4.39	2.63	0.000	0.024
4	49.6	8.6	2.55	2.63	0.000	0.009
5*	48.9	15.5	4.99	2.85	0.000	0.031
6*	50.5	7.7	1.59	1.83	0.000	0.010
7*	69.8	7.6	2.62	3.08	0.000	0.010
8*	71.7	7.0	2.61	3.30	0.000	0.011
9*	71.6	13.3	5.56	3.70	0.000	0.017

<u>Vatten, tublängd 0.3 m, flöde $5.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s</u>						
10	51.4	13.0	2.92	3.99	0.000	0.009
11	51.4	6.8	1.05	2.75	0.000	0.005
12*	52.3	7.0	1.21	3.06	0.000	0.005
13*	51.4	14.3	3.13	3.87	0.000	0.010
14	72.4	5.5	1.17	3.77	0.000	0.006
15	72.4	12.9	3.67	5.03	0.000	0.008
16*	72.4	12.5	2.97	4.20	0.000	0.007
17*	72.8	5.1	1.06	3.68	0.000	0.006

Sockerlösning, ing konc 0.2 kg/kg, tublängd 0.3 m, flöde $6.0 \cdot 10^{-3}$ kg/s

1	49.6	15.7	2.31	2.61	0.231	0.012
2	51.4	6.8	0.70	1.83	0.202	0.010
3	51.0	14.3	2.20	2.73	0.228	0.011
4	71.1	14.6	2.73	3.30	0.239	0.012
5	70.8	7.6	1.11	2.58	0.209	0.012
6*	50.1	15.2	2.24	2.61	0.235	0.012
7*	50.8	7.9	0.93	2.07	0.226	0.010
8*	71.1	7.3	1.09	2.65	0.229	0.008
9*	71.1	14.2	2.81	3.50	0.265	0.010

Sockerlösning, ing konc 0.2 kg/kg, tublängd 0.6 m, flöde $6.0 \cdot 10^{-3}$ kg/s

10	49.9	9.4	2.15	2.02	0.245	0.017
11	49.9	15.4	4.03	2.32	0.295	0.024
12	70.0	8.4	2.61	2.74	0.251	0.018
13	70.4	14.9	5.44	3.23	0.326	0.025
14*	70.4	14.9	5.35	3.17	0.352	0.023
15*	70.0	8.4	2.24	2.36	0.256	0.014
16*	49.9	9.4	2.34	2.20	0.257	0.017
17*	49.9	14.5	3.90	2.38	0.296	0.026

* Avsiktlig expansionsförångning före inloppet.

Nr	Koktemp °C	Δt_s grad	Effekt kW	k_s kW/m ² • grad	Utg konc kg/kg	Δp bar
<u>Sockerlösning, ing konc 0.4 kg/kg, tublängd 0.6 m, flöde $6.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s</u>						
18	50.8	8.5	1.38	1.44	0.442	0.027
19	51.2	15.4	3.12	1.79	0.503	0.030
20	70.0	14.9	3.83	2.27	0.535	0.026
21	69.5	9.2	2.07	2.00	0.464	0.022
22*	69.7	8.7	1.89	1.92	0.466	0.016
23*	70.2	15.1	3.85	2.25	0.544	0.024
24*	50.8	14.5	2.83	1.73	0.500	0.026
25*	52.3	7.0	0.86	1.08	0.428	0.019

<u>Sockerlösning, ing konc 0.4 kg/kg, tublängd 0.3 m, flöde $6.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s</u>						
26	49.9	10.0	0.77	1.38	0.422	0.014
27	49.9	8.3	0.65	1.39	0.419	0.008
28	49.9	15.4	1.76	2.03	0.454	0.012
29	72.0	13.3	2.21	2.94	0.468	0.012
30	71.7	6.6	0.83	2.23	0.420	0.017
31*	71.7	6.7	0.72	1.91	0.429	0.002
32*	72.0	13.3	1.90	2.52	0.468	0.017
33*	50.2	9.5	0.91	1.69	0.438	0.012
34*	49.9	14.5	1.72	2.11	0.464	0.013

* Avsiktlig expansionsförångning före inloppet.

1-tubsförsök

Nr	Flöde $10^4 \cdot \text{kg/s}$	Kok- temp $^{\circ}\text{C}$	Δt_s mätt grad	Δt_s komp grad	Effekt kW	k_s mätt kW/m^2	k_s komp grad	Δp större bar	Δp mindre bar	Δp komp bar
1	2.69	70.3	6.72	6.5	0.131	2.31	2.39	0.015	0.013	0.010
2	3.71	70.3	6.72	6.5	0.132	2.33	2.42	0.016	0.014	0.011
3	6.64	69.7	7.32	7.1	0.126	2.03	2.10	0.020	0.017	0.014
4	2.75	70.1	11.37	11.2	0.351	3.65	3.72	0.016	0.014	0.013
5	3.75	70.1	11.37	11.2	0.320	3.32	3.39	0.017	0.015	0.012
6	6.71	70.1	11.37	11.2	0.326	3.39	3.45	0.019	0.016	0.013
7	2.69	70.6	15.79	15.6	0.523	3.92	3.97	0.020	0.017	0.014
8	3.78	70.8	15.59	15.3	0.598	4.53	4.63	0.023	0.019	0.016
9	6.64	70.8	15.59	15.3	0.621	4.71	4.80	0.028	0.024	0.021
10	3.85	70.8	20.37	20.1	0.752	4.36	4.43	0.031	0.027	0.024
11	6.71	70.8	20.37	20.0	0.865	4.39	5.12	0.040	0.035	0.032
12	9.38	71.0	20.17	19.8	0.845	4.33	5.04	0.043	0.037	0.034
13	2.44	50.8	6.27	6.0	0.117	2.20	2.31	0.013	0.011	0.008
14	3.51	50.8	6.27	6.0	0.130	2.46	2.58	0.013	0.011	0.008
15	6.36	50.4	7.24	6.9	0.152	2.49	2.60	0.017	0.016	0.013
16	2.49	50.6	12.83	12.6	0.307	2.83	2.87	0.020	0.019	0.016
17	3.48	50.4	12.74	12.5	0.315	2.92	2.97	0.019	0.018	0.015
18	6.62	50.6	12.54	12.5	0.355	3.34	3.38	0.024	0.023	0.020
19	2.56	50.1	17.05	16.7	0.407	2.82	2.89	0.024	0.021	0.018
20	3.49	50.4	16.51	16.2	0.434	3.10	3.16	0.029	0.027	0.024
21	6.28	50.4	16.43	16.1	0.464	3.34	3.40	0.034	0.032	0.029
22	3.49	49.9	22.85	22.1	0.568	2.94	3.05	0.042	0.037	0.034
23	6.45	49.9	22.85	21.9	0.647	3.34	3.50	0.047	0.041	0.040
24	9.47	49.9	22.52	21.2	0.641	3.36	3.57	0.052	0.044	0.041
25	2.60	49.9	8.30	8.0	0.155	3.32	3.45	0.008	0.007	0.006
26	3.53	49.9	8.30	8.1	0.149	3.18	3.27	0.011	0.010	0.007
27	2.57	50.1	13.33	12.9	0.237	3.15	3.25	0.014	0.012	0.009
28	3.44	49.9	13.53	13.2	0.220	2.89	2.96	0.015	0.013	0.010
29	6.35	50.1	13.33	12.9	0.225	3.00	3.10	0.018	0.015	0.012
30	2.57	50.1	17.61	17.0	0.323	3.25	3.37	0.018	0.014	0.013
31	3.65	49.9	17.81	17.0	0.343	3.42	3.58	0.023	0.018	0.015
32	6.42	50.1	17.61	16.7	0.371	3.73	3.94	0.024	0.020	0.017
33	3.60	50.1	22.32	21.8	0.435	3.46	3.54	0.023	0.020	0.019
34	6.42	49.9	22.52	21.8	0.494	3.89	4.02	0.029	0.025	0.024
35	8.90	50.3	22.12	21.2	0.457	3.66	3.82	0.032	0.027	0.024
36	6.48	50.5	26.52	25.5	0.575	3.84	4.00	0.036	0.030	0.027
37	9.29	50.8	26.22	25.2	0.580	3.92	4.08	0.040	0.034	0.031
38	2.69	70.3	6.44	6.3	0.118	3.24	3.30	0.012	0.010	0.009
39	3.61	70.3	6.44	6.2	0.109	3.00	3.10	0.012	0.010	0.009
40	6.81	70.5	6.24	6.1	0.109	3.11	3.21	0.014	0.012	0.009
41	2.84	70.5	10.97	10.9	0.238	3.84	3.88	0.012	0.010	0.007
42	3.61	70.3	11.17	11.1	0.223	3.54	3.57	0.013	0.011	0.010
43	6.84	70.5	10.97	10.9	0.247	3.99	4.04	0.015	0.014	0.011
44	2.68	70.3	15.68	15.5	0.395	4.47	4.53	0.015	0.013	0.010
45	3.66	70.3	15.68	15.5	0.408	4.62	4.68	0.016	0.014	0.011
46	6.77	70.3	15.68	15.5	0.400	4.52	4.59	0.019	0.016	0.013
47	3.90	70.3	20.69	20.5	0.553	4.74	4.79	0.021	0.018	0.015
48	6.64	70.5	20.49	20.2	0.581	5.02	5.10	0.024	0.020	0.017
49	9.60	70.5	20.49	20.2	0.594	5.14	5.22	0.027	0.023	0.020
50	6.70	70.3	25.64	25.3	0.743	5.14	5.20	0.030	0.025	0.022
51	9.60	70.3	25.64	25.3	0.737	5.10	5.16	0.033	0.028	0.025

Nr	Flöde $10^4 \cdot \text{kg/s}$	Kok- temp $^{\circ}\text{C}$	Δt_s mätt grad	Δt_s komp grad	Effekt kW	k_s mätt kW/m ²	k_s komp grad	Δp större bar	Δp mindre bar	Δp komp bar
52	2.48	50.3	7.90	7.5	0.249	2.79	2.94	0.017	0.015	0.012
53	3.41	50.3	7.90	7.5	0.239	2.68	2.82	0.017	0.014	0.011
54	6.42	50.5	7.70	7.1	0.254	2.93	3.18	0.026	0.023	0.020
55	2.55	50.5	11.78	11.1	0.351	2.64	2.81	0.028	0.024	0.021
56	3.48	50.5	11.78	11.2	0.329	2.47	2.61	0.026	0.022	0.019
57	6.38	49.9	12.38	12.0	0.403	2.88	2.98	0.033	0.030	0.027
58	2.46	49.9	17.81	17.0	0.420	2.09	2.19	0.033	0.028	0.025
59	3.41	50.1	17.61	17.0	0.458	2.30	2.39	0.037	0.033	0.030
60	6.36	50.1	17.61	16.9	0.515	2.59	2.70	0.044	0.040	0.037
61	3.48	50.1	22.32	21.3	0.530	2.10	2.21	0.050	0.044	0.041
62	6.55	50.1	22.32	21.2	0.723	2.87	3.02	0.068	0.061	0.058
63	9.22	50.1	22.32	20.4	0.757	3.00	3.29	0.077	0.065	0.062
64	6.51	50.1	26.92	25.3	0.899	2.96	3.15	0.092	0.082	0.079
65	9.32	50.1	26.92	24.9	0.953	3.13	3.39	0.105	0.092	0.089
66	2.75	70.3	6.72	6.6	0.241	3.18	3.23	0.011	0.010	0.009
67	3.61	70.3	6.72	6.6	0.247	3.26	3.32	0.011	0.010	0.009
68	6.81	70.3	6.72	6.6	0.235	3.10	3.15	0.013	0.012	0.011
69	2.80	70.3	11.17	11.0	0.439	3.48	3.54	0.015	0.013	0.012
70	3.71	70.3	11.17	11.0	0.459	3.64	3.71	0.017	0.015	0.014
71	6.74	70.3	11.17	11.0	0.432	3.42	3.48	0.027	0.025	0.022
72	2.87	70.3	16.09	15.9	0.528	2.90	2.94	0.027	0.025	0.022
73	3.84	70.3	16.09	15.9	0.586	3.22	3.27	0.029	0.026	0.023
74	6.71	70.3	16.09	15.9	0.670	3.69	3.74	0.037	0.034	0.031
75	3.63	70.1	21.07	20.8	0.693	2.91	2.96	0.035	0.032	0.029
76	6.61	70.1	21.07	20.7	0.904	3.80	3.88	0.054	0.049	0.046
77	9.45	70.1	21.07	20.7	0.920	3.87	3.95	0.059	0.053	0.050
78	6.67	70.1	25.84	25.4	1.063	3.64	3.71	0.067	0.062	0.059
79	9.64	70.1	25.84	25.2	1.200	4.11	4.22	0.084	0.076	0.073
80	2.48	50.1	8.10	7.9	0.234	2.05	2.13	0.022	0.020	0.017
81	3.45	50.1	8.10	7.8	0.237	2.08	2.19	0.022	0.020	0.017
82	6.32	50.1	8.10	7.8	0.229	2.00	2.11	0.026	0.023	0.020
83	2.53	50.1	12.18	11.7	0.346	2.01	2.10	0.031	0.028	0.025
84	3.45	50.1	12.18	11.6	0.353	2.05	2.16	0.032	0.029	0.026
85	6.29	50.1	12.18	11.5	0.385	2.24	2.38	0.038	0.034	0.031
86	2.48	50.3	17.41	16.8	0.479	1.95	2.02	0.043	0.040	0.037
87	3.40	50.3	17.41	16.7	0.544	2.21	2.31	0.049	0.045	0.042
88	6.29	50.3	17.41	16.5	0.617	2.51	2.65	0.060	0.054	0.051
89	3.54	50.1	22.32	21.4	0.629	2.00	2.08	0.061	0.055	0.052
90	6.45	50.1	22.32	20.9	0.733	2.32	2.48	0.081	0.072	0.069
91	9.24	50.5	21.92	20.1	0.771	2.49	2.59	0.088	0.077	0.074
92	6.55	50.5	26.52	25.1	0.856	2.28	2.42	0.093	0.084	0.081
93	9.31	49.9	27.12	24.8	0.951	2.48	2.72	0.119	0.104	0.101
94	2.61	70.1	6.92	6.7	0.267	2.73	2.82	0.021	0.019	0.016
95	3.71	69.9	7.12	6.9	0.260	2.59	2.67	0.022	0.019	0.016
96	6.64	69.9	7.12	6.9	0.242	2.41	2.49	0.025	0.022	0.019
97	2.69	70.1	11.37	11.2	0.462	2.88	2.93	0.025	0.023	0.020
98	3.51	70.1	11.37	11.2	0.489	3.05	3.11	0.027	0.024	0.021
99	6.71	70.1	11.37	11.2	0.489	3.05	3.11	0.033	0.030	0.027
00	2.72	70.3	16.09	15.9	0.561	2.47	2.51	0.031	0.028	0.025
01	3.76	70.1	16.29	16.0	0.631	2.74	2.80	0.035	0.032	0.029
02	6.78	70.3	16.09	15.8	0.778	3.42	3.49	0.047	0.043	0.040
03	3.71	70.1	21.07	20.9	0.744	2.50	2.53	0.042	0.039	0.036
04	6.64	70.1	21.07	20.7	0.960	3.23	3.29	0.057	0.052	0.049

Nr	Flöde	Kok- temp	Δt_s mätt	Δt_s komp	Effekt	k_s mätt	k_s komp	Δp större	Δp mindre	Δp komp
	$10^4 \cdot \text{kg/s}$	$^{\circ}\text{C}$	grad	grad	kW	kW/m^2	$\cdot \text{grad}$	bar	bar	bar
105	9.59	70.1	21.07	20.7	1.040	3.50	3.57	0.069	0.063	0.060
106	6.77	70.1	25.69	25.3	1.139	3.14	3.19	0.083	0.077	0.074
107	9.77	70.1	25.69	25.1	1.325	3.65	3.75	0.098	0.090	0.087

Tryckfallskompensering

Bilagan innehåller BASIC-kod för det använda programmet.

Variabellista

B	Kokpunktsförhöjning
M	Tubantal
N	Försöksnummer, löpande
N1	Försöksnummer, högsta
P	Tryck
P1	Tryckfall, experimentellt (okomp el komp)
P2	Tryckfall, simulerat (okomp el komp)
P3	Utloppstryck (mättning)
T	Temperatur
T1	Utloppstemperatur
T2	Inloppstemperatur
T3	Mättningstemperatur i inlopp, experimentell
T4	Mättningstemperatur i inlopp, simulerad

Källkod

```

100 REM PRESSURE DROP COMPENSATION FOR ADIABATIC INLET SECTION
110 PRINT #2: "ADJUSTED PRESSURE DROP DATA"
120 PRINT #2:
130 PRINT #2: "NO", " PRESSURE DROP (BAR)"
140 PRINT #2: " EXP", " CALC"
150 PRINT #2:
160 PRINT "LAST DATA POINT"
170 INPUT N1
175 PRINT "NUMBER OF TUBES?"
176 INPUT M
180 READ N, T1, T2, P1, P2, B
190 LET T=T1
200 GOSUB 500
210 LET P3=P*.01
220 LET P=P3+P1
230 GOSUB 600
240 LET T3=T+B
250 LET P=P3+P2+2.00000E-03
260 GOSUB 600.
270 LET T4=T+B
275 IF M>260 TO 320
280 IF T3<T2 THEN 310
290 LET P1=P1-3.00000E-03
300 GO TO 320
310 LET P1=P1-1.00000E-03
320 IF T4<T2 THEN 340
330 LET P2=P2+2.00000E-03
340 PRINT #2: N, P1, P2
350 IF N<N1 THEN 180
360 STOP
500 LET T=T*LOG(T)
510 LET P=.92147+ .015506*T+1.37890E-04*T*T
520 LET P=P+2.73120E-07*T*T*T+8.54230E-10*T*T*T*T
530 RETURN
600 LET P=3+LOG(P)
610 LET T=32.8+P*(17.6808+P*(1.31968+P*(.0199054+P*.0167225)))
620 RETURN
900 END

```

Vätningsskris ("dryout")

När vätningen av värmeytan upphör ("dryout") sjunker det lokala värmeöverföringstalet hastigt till ett värde i samma storleksordning, som gäller för gasströmning. I den här aktuella indunstaren sker detta fenomen i så fall i tubens övre del, där lokala värmeöverföringstalet på tubens utsida (tunn kondensatfilm) är mycket högt. Av simuleringarna framgick det, att utan "dryout" är lokala värmeflödet ungefär dubbelt så stort för denna del av tuben som för tuben i sin helhet, varför insättande "dryout" bör ge tydligt utslag hos den överförda värmeeffekten för en given skenbar temperaturdifferens. I kap 6 har det grafiskt visats, hur ett antal försök med förhållandevis höga ånghalter i utloppet hade låga överförda värmeeffekter i förhållande till de värden, som uppnåddes vid motsvarande försök med högre massflöden och därmed lägre ånghalter. Det föreföll vara värt att pröva, om en viss nedsättning av den erhållna värmeeffekten i förhållande till den förväntade effekten, kunde relateras till ett kritiskt värde hos någon beräkningsbar storhet, som beskrev den annulära filmens stabilitet. Denna undersökning gjordes enbart för 1-tubsförsöken (vatten).

Vid behandling av "dryout"-fenomen är Harwellgruppens arbete under ledning av G.F. Hewitt [16] en naturlig utgångspunkt. På basis av egna experiment har värdefull analys gjorts av detta fenomen. Det har klart visats att riktiga förutsägelser om det lokala flödet i den annulära filmen, vilket förutsätter uppgift om lokal ånghalt och medryckning (andel av totala flödet i form av droppar), är nyckeln till när och var "dryout" inträffar. Medryckningen är i hög grad beroende av inloppsförhållanden (produktens tillstånd och geometriska faktorer) och kanalens längd. Nybildning av droppar sker samtidigt som droppar fångas av filmen. När filmen blir tunn sker ingen nybildning. När filmen har nått en kritisk tjocklek, vilken kan vara avhängig bl a tubdiameter och värmebelastning, bryts den upp för att en kort sträcka efter upphöra helt. Till följd av den uppkomna medryckningen upprätthålles ändå ett betydande vätskeflöde. Finns det då något sätt att uppskatta filmtjockleken?

$$R_L = (R_L)_{\text{dropp}} + (R_L)_{\text{film}}$$

Antag att filmtjockleken är δ

$$(R_L)_{\text{film}} = \delta \pi D \quad (\text{tunn film förutsättes})$$

Vid låga tryck och högre ånghalter gäller

$$(R_L)_{\text{dropp}} \ll (R_L)_{\text{film}}$$

vilket visas i exemplet nedan.

Då gäller

$$R_G = 1 - R_L = 1 - (R_L)_{\text{film}} = 1 - \rho \pi D$$

Alltså är hålrumsfraktionen ett mått på filmtjockleken. Om det finns en entydig kritisk tjocklek δ_{krit} finns det också en entydig kritisk hålrumsfraktion $(R_L)_{\text{krit}}$. Hålrumsfraktionen uppskattas med någon metod. Svårigheten att mäta hålrumsfraktioner nära 1, vilket även påverkar säkerheten hos uppskattningsmetoderna vid dessa betingelser, medför att precisionen ej kan väntas vara stor hos ett "dryout"-kriterium baserat på uppskattad hålrumsfraktion.

I sitt arbete med att utveckla beräkningsmetoder för termosifoner, fann Hughmark [20], att, vid analys av Denglers och Addoms' [21] experimentella data, gällande en tubdiameter på 25 mm och tryck över atmosfärstryck, att värdet 0.985 hos hålrumsfraktionen, var ett acceptabelt kriterium för inträffad "dryout". Emellertid har författaren till detta arbete inte kunnat dra samma slutsats som Hughmark, att endast hålrumsfraktionen skulle avgöra om "dryout" inträffat i Denglers och Addoms' försöksmaterial. Det kritiska värde, som Hughmark framlagt, överstiger de högsta experimentella värden som redovisats, vilket inte hindrar, att högre värden har uppnåtts för de redovisade "dryout"-punkterna. Har Hughmark haft tillgång till ytterligare experimentella data eller har någon upp-

Exempel Vatten 70°C $x = 0.5$

Antag att medryckningen är 0.3 och att strömningen av gas och vätskedroppar är homogen

$$(R_L)_{\text{dropp}} = \frac{0.3 \cdot 0.001}{0.5 \cdot 5.04} = 0.00012$$

$$R_L = 0.0280 \text{ (enligt Lockhart-Martinelli)}$$

$$\text{Men } (R_L)_{\text{film}} = 0.0280 - 0.00012 = 0.028$$

$$\therefore (R_L)_{\text{dropp}} \ll (R_L)_{\text{film}}$$

skattningsmetod använts? I enklare korrelationer, t ex Lockhart-Martinellis [9], är R_L endast en funktion av Martinelliparametern X . För det turbulent-turbulenta fallet är X och därmed R_L massflödesoberoende, men Dengler & Addoms indikerar ett starkt massflödesberoende för uppkomst av "dryout".

Hughmark fann också ett enkelt samband för värmeöverföringstalet efter "dryout"

$$\alpha = \left(\frac{1-R_G}{0.015} \right)^5 (\alpha_{\text{krit}} - \alpha_v) + \alpha_v$$

där α_{krit} är värmeöverföringstalet omedelbart före "dryout" ($R_G = 0.985$) enligt den använda annulärströmningskorrelationen och α_v är värmeföringstalet för ren gasströmning ($x = 1$).

Trots de invändningar som framlagts ovan, ansågs det värt att pröva om det fanns ett entydigt kritiskt värde hos den uppskattade hålrumsfraktionen i övre delen av tuben, som avgjorde om det blev en signifikant nedsättning av den erhållna värmeeffekten i förhållande till den förväntade.

Då simuleringsprogrammet ej beräknade det lokala värdet av hålrumsfraktionen i tubutloppet utan ett genomsnittsvärde för översta beräkningssegmentet, vars längd kunde variera från fall till fall, fick det förstnämnda värdet beräknas separat. Ett datorprogram konstruerades, som beräknade R_L enligt Lockhart-Martinelli. Indata var ånghalt (erhölls från simuleringen), massflöde och temperatur. Fysikaliska data (vatten) erhölls med hjälp av inlagda funktioner. Avsikten var att spåra alla försök med låga R_L -värden i utloppet. Alla försök med $x_{ut} > 0.50$ behandlades och likaså några försök med $0.40 < x_{ut} < 0.50$ och större massflöden. Resultatet framgår av tabell 1.

Tabell 1

Nr	R_L	x_{ut}	"Dryout"-försök	
			exp	teor
4	.0321	0.547		
7	.0187	0.831	x	x
8	.0242	0.673		
10	.0156	0.833	x	x
11	.0260	0.544		
16	.0292	0.516		
19	.0227	0.669	x	x
20	.0265	0.524		
22	.0204	0.684	x	x
23	.0270	0.428		
30	.0283	0.529		
33	.0268	0.512		
44	.0278	0.632		
47	.0266	0.606		
50	.0291	0.473		
55	.0263	0.576		
58	.0208	0.723	x	x
59	.0249	0.568		
61	.0220	0.647	x	x
62	.0252	0.470		
64	.0210	0.587		x
65	.0247	0.437		
69	.0257	0.674		
70	.0303	0.535		
72	.0207	0.790	x	x
73	.0248	0.653		
74	.0318	0.427		
75	.0167	0.825	x	x
76	.0244	0.584		
77	.0296	0.417		
78	.0206	0.685	x	x
79	.0243	0.533		
83	.0262	0.578		
86	.0149	0.813	x	x
87	.0210	0.676	x	x
88	.0278	0.415		
89	.0162	0.758	x	x
90	.0247	0.486		
92	.0220	0.560	x	x
93	.0247	0.438		
97	.0233	0.739		
98	.0274	0.602		
100	.0120	0.888	x	x
101	.0223	0.720	x	x
102	.0281	0.491		
103	.0119	0.863	x	x
104	.0231	0.621		
105	.0271	0.465		
106	.0186	0.724	x	x
107	.0224	0.584		x
Antal			17	19

Detekteringen av försök med signifikant nedsättning av uppmätt värmeeffekt är tämligen vanskligt. Experimentella data är alltid behäftade med osäkerhet. Både slumpmässiga och systematiska fel i mätdata kan ge "för låg" värmeeffekt utan att "dryout" har inträffat. Kan det utifrån någon modell diskuteras fram, hur stor den väntade reduktionen av värmeeffekten skall vara i varje enskilt fall för en viss utbredning av dålig vätning av värmeytan? Om en viss sträcka av tuben ej har kontinuerlig vätning, kan det med hjälp av resultat från simuleringen göras en approximativ beräkning av det förlorade värmeflödet för denna sträcka med antagandet, att det lokala värmegenomgångstalet efter "dryout" förslagsvis är det som gäller för gasströmning i tuben. Den väntade relativa minskningen av den totala värmeeffekten kan sedan beräknas. Detta tillvägagångssätt har prövats, men oavsett vilken sträcka som antagits har det varit omöjligt att finna ett generellt kritiskt R_L -värde, som är förenligt med denna modell.

Större framgång vanns genom ett empiriskt trial-and-errorförfarande, som bestod i att finna en matematisk modell för kritisk avvikelse från det funna linjära $Q - \Delta t$ sambandet (se kap 6, fig 21-28), som statistiskt uppfyllde kravet, då och endast då, att R_L i tubtoppen hade överskridit ett generellt värde. Den modell som prövats är enkel. Den kritiska avvikelsern är summan av ett konstant och relativt bidrag enligt

$$\Delta Q_{\text{krit}} = -(\xi Q_{\text{kor}} + \rho)$$

För $\xi = 0.08$ och $\rho = 200$ (W) uppfyller de försök, som markerats i tabell 1, som experimentellt påvisade "dryout"-försök villkoret $Q < Q_{\text{kor}} + \Delta Q_{\text{krit}}$. I fig (kap 6, fig 21-28) har $Q_{\text{krit}} = Q_{\text{kor}} + \Delta Q_{\text{krit}}$ som funktion av Δt_s inritats (D.O-linje) för de funna optimala värdena på konstanterna ξ och ρ . Sannolikheten att försök med $R_L < (R_L)_{\text{krit}}$ för givet $(R_L)_{\text{krit}}$ är "dryout"-försök enligt ovan, men inga andra är det, skattas enligt

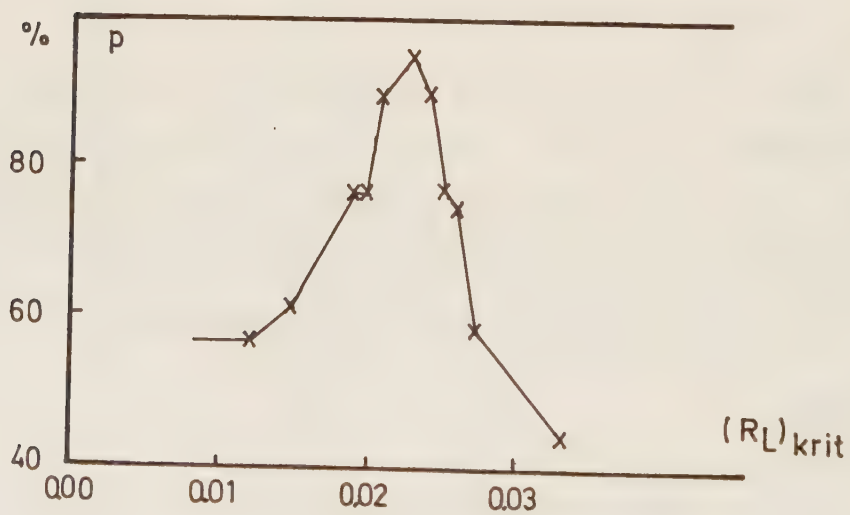
$$p = \frac{N_{\text{rätt}}}{N_{\text{tot}}}$$

där N_{tot} är totala antalet försök och $N_{\text{rätt}}$ är antalet försök som träffat rätt, "dryout" eller ej, med metoden.

Träffsäkerheten (p) för olika $(R_L)_{\text{krit}}$ framgår av tabell 2 och fig 1, dels gällande alla försök, dels gällande försök (39 st) med $x_{\text{ut}} > 0.50$.

Tabell 2

$(R_L)_{krit}$	p (%)	
	Alla försök	Försök med $x_{ut} > 0.50$
<0.012	84.1	56.4
0.015	85.9	61.5
0.019	91.5	76.7
0.020	91.5	76.7
0.021	96.3	89.7
0.022	97.2	92.3
0.023	98.1	94.9
0.024	96.3	89.7
0.025	88.8	76.9
0.026	86.9	74.4
0.027	81.3	58.9
>0.033	--	43.6
1.000	15.9	--

Fig. 1 Träffsäkerhet hos "dryout"-kriteriet för försök med $x_{ut} > 0.5$.

Genom att välja ut försök med $x_{ut} > 0.50$ elimineras försök, som med mycket stor säkerhet ej råkat ut för "dryout" för att metodens användbarhet tydligare skall framträda. Av tabell 1 framgår för övrigt, att för de experimentellt påvisade "dryout"-fallen gäller att $x_{ut} > 0.64$ med ett undantag (nr 92; $x_{ut} = 0.56$). Mycket begränsad "dryout" kan ha inträffat vid försök med lägre ånghalter, vilket ej kunnat avslöjas med den använda metoden.

Den statistiska analysen resulterar i att $R_L < 0.023$ i tubutloppet med stor sannolikhet är ett användbart kriterium för inträffad "dryout" i den övre delen av tuben. De försök, som uppfyller hålrumsfraktionsvillkoret har markerats som teoretiskt uppskattade "dryout"-försök. Av Hughmark analyserade data gällde en tubdiameter av 25 mm, tryck över atmosfärstryck samt höga värmebelastningar (88-630 kW/m²). Han kritiska R_L -värde 0.015 är alltså något lägre. Skillnaden i kritisk filmtjocklek är däremot avsevärd, 30 μ (här) och 90 μ . Värmebelastningen var i det senare fallet dock 10 gånger högre.

Litteraturreferenser: Se huvuddel.

Resultat av datorsimulering10-tubsförsök

Nr	Effekt/ kanal kW	Primär- ångtemp °C	Δt_s grad	k_s W/m ² ·grad	x_{ut}	Δp okomp bar	Δp komp bar
<u>Vatten</u>							
1	0.662	86.9	17.5	3358	0.512	0.030	0.032
2	0.369	80.0	11.0	2959	0.286	0.018	0.020
3	0.438	65.4	15.7	2479	0.335	0.032	0.034
4	0.255	59.8	10.2	2193	0.196	0.020	0.022
5	0.499	66.5	17.5	2529	0.401	0.039	0.039
6	0.158	57.2	6.7	2094	0.145	0.015	0.015
7	0.261	77.9	8.1	2863	0.218	0.014	0.014
8	0.259	79.6	7.9	2873	0.215	0.014	0.014
9	0.555	86.2	14.6	3410	0.447	0.024	0.024
10	0.292	68.5	17.0	3033	0.223	0.013	0.015
11	0.104	60.0	8.7	2099	0.080	0.008	0.010
12	0.120	60.9	8.5	2500	0.113	0.007	0.007
13	0.311	68.8	17.4	3127	0.258	0.015	0.015
14	0.113	80.0	7.5	2649	0.087	0.009	0.011
15	0.363	89.8	17.3	3726	0.280	0.010	0.012
16	0.296	86.9	14.5	3643	0.246	0.008	0.008
17	0.106	72.8	6.7	2813	0.099	0.006	0.006

Socketlösning

2	0.069	59.9	8.5	1467	0.048	0.012	0.014
3	0.220	67.8	16.3	2356	0.155	0.012	0.014
4	0.275	87.7	16.7	2974	0.197	0.010	0.012
5	0.111	79.9	8.9	2188	0.079	0.010	0.012
6	0.222	66.3	16.3	2432	0.176	0.013	0.013
7	0.092	59.6	8.8	1847	0.085	0.009	0.009
8	0.109	79.4	8.3	2318	0.095	0.008	0.008
9	0.279	87.5	16.4	3034	0.218	0.010	0.010
10	0.215	61.1	10.8	1694	0.154	0.023	0.025
11	0.403	67.4	17.3	2059	0.288	0.034	0.036
12	0.261	80.2	10.2	2283	0.187	0.018	0.020
13	0.549	87.7	17.2	2849	0.397	0.028	0.030
14	0.534	87.1	16.7	2838	0.402	0.028	0.028
15	0.224	78.8	8.7	2292	0.179	0.016	0.016
16	0.233	61.1	11.2	1852	0.183	0.022	0.022
17	0.389	66.5	16.6	2079	0.295	0.034	0.034
18	0.137	62.1	10.9	1078	0.091	0.031	0.033
19	0.311	69.2	17.7	1560	0.204	0.037	0.039
20	0.390	86.4	16.3	2135	0.259	0.030	0.032
21	0.208	80.3	11.0	1713	0.137	0.026	0.028
22	0.187	79.6	9.9	1659	0.139	0.022	0.022
23	0.385	86.0	15.8	2165	0.270	0.030	0.030
24	0.283	67.3	16.5	1517	0.200	0.035	0.035
25	0.085	60.4	8.1	938	0.070	0.024	0.024
27	0.064	60.1	10.4	1126	0.044	0.015	0.017
28	0.176	67.6	17.2	1756	0.116	0.016	0.018

Nr	Effekt/ kanal kW	Primär- ångtemp °C	t_s grad	k_s W/m ² •grad	x_{ut}	p okomp bar	p komp bar
29	0.220	88.8	16.6	2353	0.145	0.013	0.015
30	0.083	81.0	9.2	1598	0.054	0.014	0.016
31	0.072	79.6	7.9	1634	0.064	0.011	0.011
32	0.188	86.6	14.7	2296	0.142	0.011	0.011
33	0.089	61.5	11.3	1395	0.073	0.013	0.013
34	0.171	67.0	17.1	1780	0.126	0.015	0.015

1-tubsförsök

Nr	Effekt/ kanal kW	Primär- ångtemp °C	Δt_s grad	k_s W/m ² · grad	x_{ut}	Δp okomp bar	Δp komp bar
1	0.130	77.5	7.1	2182	0.209	0.009	0.011
2	0.132	77.5	7.1	2200	0.154	0.010	0.012
3	0.126	77.0	7.3	2074	0.784	0.016	0.018
4	0.350	83.6	13.3	3123	0.547	0.011	0.011
5	0.320	82.6	12.4	3072	0.367	0.011	0.013
6	0.327	82.8	12.6	3098	0.208	0.014	0.016
7	0.521	++	++	++	0.831	0.017	0.019
8	0.596	91.3	20.3	3455	0.673	0.021	0.023
9	0.618	92.1	21.1	3458	0.395	0.024	0.026
10	0.749	++	++	++	0.833	0.027	0.029
11	0.857	99.0	27.9	3632	0.544	0.036	0.038
12	0.837	98.6	27.3	3600	0.379	0.037	0.039
13	0.116	58.2	7.1	1902	0.200	0.010	0.012
14	0.130	58.8	7.8	1987	0.155	0.012	0.014
15	0.150	59.3	8.8	2071	0.099	0.016	0.018
16	0.305	64.6	13.8	2626	0.516	0.016	0.018
17	0.312	64.7	14.1	2647	0.378	0.017	0.019
18	0.352	66.3	15.6	2690	0.224	0.023	0.025
19	0.407	68.0	17.5	2764	0.669	0.022	0.024
20	0.438	68.9	18.3	2795	0.524	0.025	0.027
21	0.462	70.1	19.5	2797	0.311	0.031	0.033
22	0.567	74.0	23.4	2860	0.684	0.037	0.039
23	0.644	76.8	25.9	2930	0.428	0.048	0.050
24	0.637	76.4	25.3	2954	0.290	0.048	0.050
25	0.156	61.1	11.4	2425	0.253	0.007	0.009
26	0.148	60.9	10.9	2426	0.178	0.008	0.010
27	0.237	65.5	15.1	2791	0.389	0.009	0.011
28	0.221	64.5	14.4	2712	0.271	0.010	0.012
29	0.225	64.9	14.5	2767	0.149	0.012	0.014
30	0.322	69.5	18.9	3013	0.529	0.013	0.015
31	0.343	70.5	19.8	3079	0.397	0.015	0.017
32	0.370	71.1	20.9	3162	0.246	0.018	0.020
33	0.434	74.6	24.1	3200	0.512	0.021	0.021
34	0.491	77.5	27.0	3275	0.327	0.027	0.029
35	0.457	75.7	24.6	3250	0.220	0.025	0.027
36	0.571	81.8	30.3	3345	0.376	0.032	0.034
37	0.578	82.1	30.4	3376	0.267	0.034	0.036
38	0.118	78.7	8.3	2545	0.190	0.006	0.006
39	0.109	78.3	7.9	2485	0.130	0.007	0.007
40	0.109	78.8	8.1	2387	0.068	0.009	0.011
41	0.237	84.0	13.5	3064	0.358	0.007	0.009
42	0.223	83.4	13.0	3077	0.267	0.007	0.007
43	0.246	84.0	13.5	3170	0.155	0.009	0.009
44	0.395	90.0	19.6	3524	0.632	0.009	0.011
45	0.406	90.6	20.2	3575	0.477	0.010	0.012
46	0.399	90.3	19.8	3588	0.253	0.012	0.014
47	0.551	96.5	26.0	3784	0.606	0.015	0.017
48	0.577	97.5	26.8	3821	0.373	0.017	0.019
49	0.590	97.9	27.2	3860	0.264	0.019	0.021
50	0.737	103.1	32.6	3956	0.473	0.024	0.026
51	0.731	103.3	32.8	3993	0.329	0.025	0.027

Nr	Effekt/ kanal kW	Primär- ångtemp °C	Δt_s grad	k_s w/m ² • grad	x_{ut}	Δp okomp bar	Δp komp bar
52	0.250	60.7	10.0	2245	0.425	0.017	0.019
53	0.238	60.3	9.6	2211	0.294	0.018	0.020
54	0.255	61.1	10.2	2240	0.167	0.024	0.026
55	0.350	64.1	12.9	2415	0.576	0.023	0.025
56	0.329	63.2	12.1	2410	0.399	0.023	0.025
57	0.401	69.9	14.6	2480	0.268	0.031	0.033
58	0.422	65.5	14.9	2480	0.723	0.027	0.029
59	0.459	67.0	16.4	2520	0.568	0.032	0.034
60	0.514	68.8	18.0	2539	0.344	0.041	0.043
61	0.532	69.3	18.2	2560	0.647	0.038	0.040
62	0.722	75.6	24.4	2632	0.470	0.062	0.064
63	0.753	77.2	25.4	2665	0.351	0.067	0.069
64	0.894	81.1	29.5	2686	0.587	0.082	0.084
65	0.945	82.5	30.5	2755	0.437	0.090	0.092
66	0.240	78.7	8.4	2569	0.376	0.012	0.012
67	0.247	78.8	8.4	2609	0.296	0.013	0.013
68	0.236	78.4	8.0	2629	0.151	0.015	0.015
69	0.439	83.1	12.7	3079	0.674	0.016	0.018
70	0.460	83.4	13.0	3127	0.535	0.018	0.018
71	0.433	82.7	12.7	3115	0.277	0.020	0.022
72	0.528	85.0	14.6	3197	0.790	0.020	0.022
73	0.585	86.4	15.9	3265	0.653	0.024	0.026
74	0.668	88.2	17.8	3331	0.427	0.031	0.033
75	0.695	++	++	++	0.825	0.029	0.031
76	0.900	93.7	23.3	3433	0.584	0.046	0.048
77	0.916	93.8	23.4	3475	0.417	0.049	0.051
78	1.062	97.2	26.8	3500	0.685	0.058	0.060
79	1.193	100.9	30.3	3501	0.533	0.072	0.074
80	0.234	58.2	8.3	1999	0.401	0.019	0.021
81	0.239	58.8	8.4	2046	0.294	0.021	0.023
82	0.229	58.6	8.2	1988	0.156	0.025	0.027
83	0.346	61.8	11.2	2208	0.578	0.026	0.028
84	0.353	62.1	11.5	2218	0.433	0.028	0.030
85	0.386	63.2	12.5	2195	0.261	0.036	0.038
86	0.481	++	++	++	0.813	0.036	0.038
87	0.545	67.7	16.8	2319	0.676	0.045	0.047
88	0.617	70.0	18.8	2330	0.415	0.057	0.059
89	0.632	70.0	19.1	2362	0.758	0.053	0.055
90	0.733	72.9	21.5	2380	0.486	0.069	0.071
91	0.771	74.9	22.7	2424	0.360	0.076	0.078
92	0.857	76.8	25.0	2402	0.560	0.085	0.087
93	0.949	79.9	27.8	2424	0.438	0.100	0.102
94	0.266	77.9	7.6	2498	0.439	0.015	0.017
95	0.262	77.5	7.5	2484	0.305	0.016	0.016
96	0.243	77.0	7.0	2470	0.159	0.019	0.021
97	0.463	81.5	11.3	2926	0.739	0.020	0.022
98	0.491	82.1	11.9	2954	0.602	0.023	0.025
99	0.491	82.0	11.8	3001	0.315	0.026	0.028
100	0.563	++	++	++	0.888	--	--
101	0.632	84.8	14.5	3090	0.720	0.030	0.032
102	0.776	87.9	17.3	3194	0.491	0.043	0.045
103	0.747	++	++	++	0.863	--	--
104	0.960	91.2	20.7	3223	0.621	0.057	0.059
105	1.038	93.2	22.7	3256	0.465	0.066	0.068
106	1.140	95.2	24.7	3277	0.724	0.072	0.074
107	1.320	98.7	28.1	3326	0.584	0.092	0.094

Extra simuleringar, vatten

Koktemp	Flöde/ kanal	Ingångs- temperatur	Effekt/ kanal	Δt_s
$^{\circ}\text{C}$	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	kW	grad
<u>Tublängd 0.30 m</u>				
50.0	$3.53 \cdot 10^{-4}$	50.9	0.052	6.5
50.0	$3.53 \cdot 10^{-4}$	50.9	0.076	7.8
51.7	$9.29 \cdot 10^{-4}$	57.5	0.731	37.3
70.4	$3.61 \cdot 10^{-4}$	71.1	0.056	5.3
70.5	$9.60 \cdot 10^{-4}$	72.2	0.849	37.1
90.0	$6.81 \cdot 10^{-4}$	91.0	0.091	6.1
90.0	$6.81 \cdot 10^{-4}$	91.0	0.225	11.6
90.0	$6.81 \cdot 10^{-4}$	91.0	0.358	16.6
90.0	$6.81 \cdot 10^{-4}$	91.0	0.490	21.2
90.0	$6.81 \cdot 10^{-4}$	91.0	0.621	26.0
<u>Tublängd 0.45 m</u>				
70.0	$2.69 \cdot 10^{-4}$	71.1	0.035	3.8
70.0	$2.69 \cdot 10^{-4}$	70.6	0.065	4.8
<u>Tublängd 0.75 m</u>				
50.4	$3.48 \cdot 10^{-4}$	52.9	0.118	6.0
52.1	$9.31 \cdot 10^{-4}$	62.0	0.949	27.4
52.1	$9.31 \cdot 10^{-4}$	64.0	1.148	32.7
70.0	$2.51 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.139	5.3
70.0	$3.71 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.139	5.3
70.0	$6.80 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.139	5.2
70.6	$9.77 \cdot 10^{-4}$	74.9	1.485	31.8
90.0	$6.77 \cdot 10^{-4}$	92.0	0.227	6.0
90.0	$6.77 \cdot 10^{-4}$	92.0	0.496	10.4
90.0	$6.77 \cdot 10^{-4}$	92.0	0.763	14.8
90.0	$6.77 \cdot 10^{-4}$	92.0	1.027	19.1
90.0	$6.77 \cdot 10^{-4}$	92.0	1.288	23.5

Extra simuleringar, sockerlösning

Ingångs- konc kg/kg	Koktemp °C	Flöde/ kanal kg/s	Ingångs- temp °C	Effekt/ kanal kW	Δt_s grad	Utgångs- konc kg/kg
<u>Tublängd 0.30 m</u>						
0.193	70.8	$5.97 \cdot 10^{-4}$	70.7	0.138	10.6	0.214
0.193	70.8	$5.97 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.229	14.7	0.231
0.193	70.8	$5.97 \cdot 10^{-4}$	71.4	0.365	20.3	0.262
0.193	51.4	$6.02 \cdot 10^{-4}$	52.6	0.106	10.5	0.209
0.193	51.4	$6.02 \cdot 10^{-4}$	52.6	0.164	13.9	0.218
0.193	51.4	$6.02 \cdot 10^{-4}$	53.4	0.280	19.7	0.241
0.398	71.7	$6.50 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.115	11.1	0.431
0.398	71.7	$6.50 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.161	13.6	0.445
0.398	71.7	$6.50 \cdot 10^{-4}$	72.4	0.274	19.2	0.486
0.400	49.9	$6.50 \cdot 10^{-4}$	52.0	0.064	10.1	0.418
0.400	49.9	$6.50 \cdot 10^{-4}$	52.0	0.117	14.0	0.434
0.400	49.9	$6.50 \cdot 10^{-4}$	52.5	0.199	19.1	0.460
<u>Tublängd 0.60 m</u>						
0.200	70.4	$5.94 \cdot 10^{-4}$	70.5	0.231	9.3	0.240
0.200	70.4	$5.94 \cdot 10^{-4}$	70.7	0.345	12.1	0.266
0.200	70.4	$5.94 \cdot 10^{-4}$	71.4	0.662	20.2	0.383
0.200	70.4	$5.94 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.795	23.7	0.471
0.200	49.9	$5.94 \cdot 10^{-4}$	52.0	0.177	10.1	0.229
0.200	49.9	$5.94 \cdot 10^{-4}$	52.5	0.259	12.7	0.246
0.200	49.9	$5.94 \cdot 10^{-4}$	54.2	0.513	21.0	0.316
0.200	49.9	$5.94 \cdot 10^{-4}$	55.2	0.615	24.7	0.357
0.401	70.0	$6.47 \cdot 10^{-4}$	70.7	0.390	16.3	0.541
0.401	70.0	$6.47 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.514	20.0	0.610
0.401	70.0	$6.47 \cdot 10^{-4}$	72.5	0.614	23.6	0.678
0.401	70.0	$9.50 \cdot 10^{-4}$	70.7	0.208	11.1	0.443
0.401	70.0	$9.50 \cdot 10^{-4}$	70.7	0.390	16.1	0.487
0.401	70.0	$9.50 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.514	19.6	0.524
0.401	70.0	$9.50 \cdot 10^{-4}$	72.5	0.615	22.5	0.557
0.401	51.2	$6.47 \cdot 10^{-4}$	52.5	0.083	9.0	0.424
0.401	51.2	$6.47 \cdot 10^{-4}$	54.0	0.311	18.1	0.504
0.401	51.2	$6.47 \cdot 10^{-4}$	55.5	0.395	21.4	0.543
0.401	51.2	$6.47 \cdot 10^{-4}$	56.7	0.475	24.7	0.585
0.401	51.2	$9.50 \cdot 10^{-4}$	54.5	0.083	9.1	0.418
0.401	51.2	$9.50 \cdot 10^{-4}$	54.5	0.136	11.2	0.429
0.401	51.2	$9.50 \cdot 10^{-4}$	55.5	0.311	17.8	0.468
0.401	51.2	$9.50 \cdot 10^{-4}$	56.0	0.396	21.0	0.489
0.401	51.2	$9.50 \cdot 10^{-4}$	57.0	0.496	24.6	0.518

Analys av flödets inverkan på den överförda värmeeffekten

Analys av Chen's korrelation ger

$$\alpha_i = \alpha_{\text{konv}} + \alpha_{\text{bub}} = \text{konst} \cdot F \cdot G^{0.8} \cdot (1-x)^{0.8} + \alpha_{\text{bub}}$$

α_{bub} försummas tills vidare.

För $\frac{1}{x_{\text{tt}}} > 2$ kan approximativt skrivas

$$F = \text{konst} \cdot \left(\frac{1}{x_{\text{tt}}}\right)^{0.69} = \text{konst} \cdot \left(\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.9}\right)^{0.69} = \text{konst} \frac{x^{0.62}}{(1-x)^{0.62}}$$

$$\therefore \alpha_i \approx \text{konst} \cdot G^{0.8} \cdot (1-x)^{0.18} \cdot x^{0.62}$$

Postulat: $\frac{Q}{A}$ är obetydligt beroende av G.

Härav följer

$$\alpha_i \approx \text{konst} \cdot G^{0.18} (1-x)^{0.18}$$

α_i är i så fall en svag funktion av G

$$\text{Om } \frac{G_2}{G_1} = 3 \text{ och } x_1 = 0.6 \text{ är } \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right) = 1.379$$

$$\text{Men } \frac{Q}{A} = \Delta t \left| \frac{d_y}{d_i \alpha_i} + \frac{1}{\alpha_y} + \frac{d_y \ln(d_y/d_i)}{2 \lambda_{\text{vägg}}} \right|$$

Om temperaturprofilen är oberoende av G följer alltså att värmeflödesprofilen ($\frac{Q}{A}$ som funktion av L) är ännu mindre beroende av G än vad α_i är. Men tryckfallet ökar med G, dvs temperaturprofilen är beroende av G, vilket har en minskande verkan på $\frac{Q}{A}$.

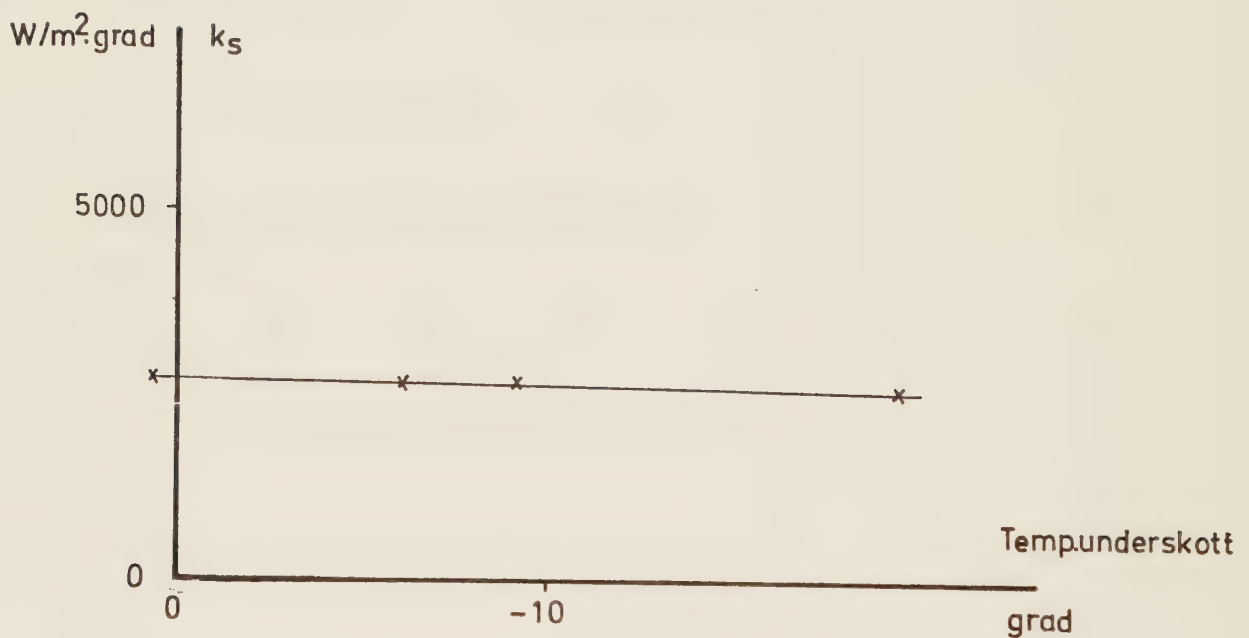
Tages hänsyn till α_{bub} kompliceras bilden. Vid mycket låga ånghalter är $\alpha_i \approx \alpha_{\text{bub}}$ och oberoende av G. Vid måttliga till höga ånghalter är $\alpha_{\text{bub}} \ll \alpha_{\text{konv}}$. Det återstår ett område där α_{bub} samverkar med α_{konv} på ett komplicerat sätt. Ökande G medför enligt ovan minskande Δt särskilt i tubens nedre del, vilket har en minskande verkan på α_{bub} . Ökande G medför också enligt ovan svagt ökande α_{konv} , vilket verkar minskande på Δt och α_{bub} . I detta område motverkar α_{bub} ändringar i α_{konv} vid en flödesändring.

Slutsatsen av denna överläggning är att postulatet gäller. Flödets obetydliga inverkan på den integrala värmeöverföringen kan alltså förklaras "teoretiskt".

Beteckningar: Se huvuddel

Inverkan av tillflödestemperatur

En försöksserie gjordes med 10-tubsindunstaren (tublängd 0.6 m) med successiv sänkning av tillflödestemperaturen varvid koktemperatur och massflöde hölls konstant. Av nedanstående diagram framgår, att "temperaturunderskottet", dvs den skillnaden mellan den verkliga tillflödestemperaturen och mättningstemperaturen vid rådande tryck i inloppet, har liten inverkan på skenbara värmegenomgångstalet.



Simulering av andra tubdimensioner

Simuleringsresultaten framgår av följande tabell:

Ingångs- konc kg/kg	Kok- temp °C	Flöde/ kanal kg/s	Ingångs- temp °C	Effekt/ kanal kW	Δt_s grad	Utgångs- konc kg/kg
<u>Tubdimension: 0.6 m, Ø 4/5 mm</u>						
0.20	70.0	$2.6 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.217	10.2	0.312
0.20	70.0	$3.8 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.217	10.1	0.266
0.20	70.0	$5.0 \cdot 10^{-4}$	71.0	0.217	9.9	0.246
0.20	70.0	$3.8 \cdot 10^{-4}$	73.0	0.538	20.9	0.513
0.20	70.0	$5.0 \cdot 10^{-4}$	73.0	0.538	20.1	0.374
0.40	50.0	$2.6 \cdot 10^{-4}$	53.0	0.089	10.5	0.469
0.40	50.0	$4.1 \cdot 10^{-4}$	53.0	0.089	10.3	0.442
0.40	50.0	$2.6 \cdot 10^{-4}$	56.0	0.302	27.2	0.783
0.40	50.0	$4.1 \cdot 10^{-4}$	56.0	0.303	22.7	0.585
0.40	50.0	$5.5 \cdot 10^{-4}$	56.0	0.303	22.0	0.524
<u>Tubdimension: 0.9 m, Ø 5/6 mm</u>						
0.20	70.0	$6.0 \cdot 10^{-4}$	72.0	0.366	9.7	0.272
0.20	70.0	$6.0 \cdot 10^{-4}$	74.0	0.881	20.2	0.546
0.40	50.0	$6.4 \cdot 10^{-4}$	54.0	0.149	10.6	0.446
0.40	50.0	$6.4 \cdot 10^{-4}$	57.0	0.489	22.5	0.595

För tubdimensionen 0.6 m, Ø 4/5 mm har inverkan av massflöde studerats, varvid det framgår, att endast vid höga utgångskoncentrationer påverkas värmeöverföringen väsentligt.

Linjärt samband har antagits gälla mellan Q och Δt_s vid högre massflöden (fig 1 och 2). För jämförelsens skull har inritats samband för referensdimensionen 0.6 m, Ø 5/6 mm. För de nya dimensionerna har även inritats ett tänkt samband, där värmeeffekten avser en tub av referensdimension med samma k_s -värde. Härvid framgår tydligt hur de simulerade k_s -värdena ligger i förhållande till motsvarande värden hos referensdimensionen. För dimensionen 0.6 m, Ø 4/5 mm har dessutom inritats ett tänkt samband, där värmeeffekten avser en tub av referensdimension med samma specifika massflöde. Då ses åskådligt hur de simulerade entalpitetshöjningarna hos fluidet ligger i förhållande till motsvarande värden hos referensdimensionen. Härigenom erhålles lätt inverkan på indunstningsförhållandet. För dimensionen 0.9 m, 5/6 mm erhålles entalpitetshöjningarna direkt ur den simulerade effekten.

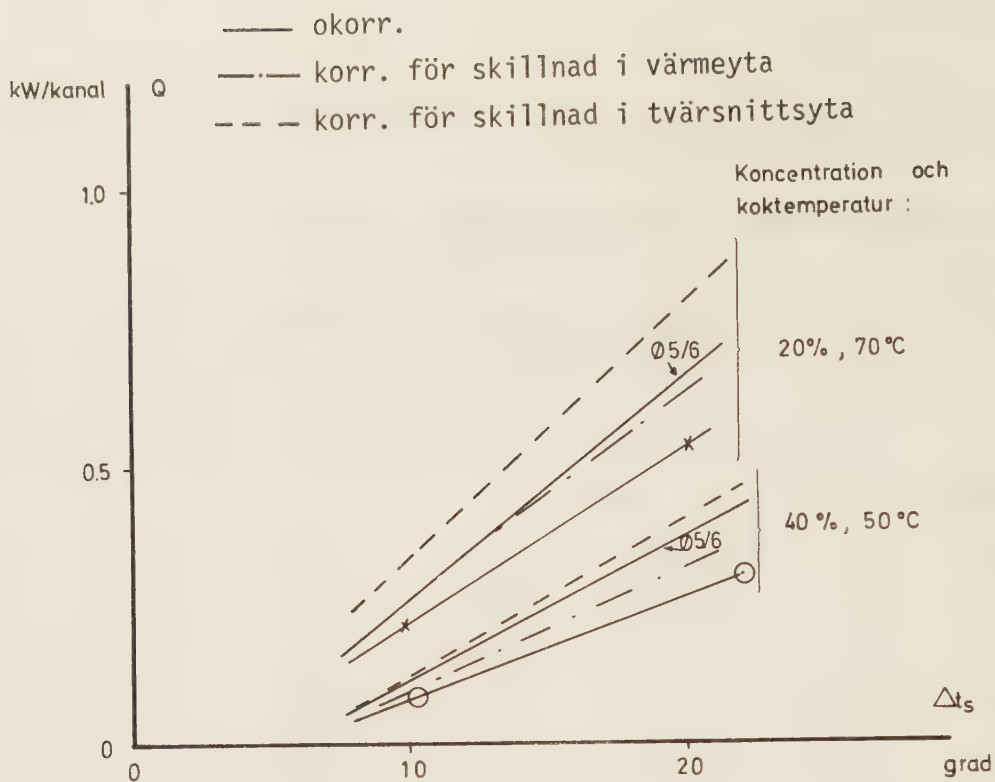


Fig. 1 Inverkan av minskad tubdiameter (4/5 mm) med sockerlösning. Tublängd 0.6 m.

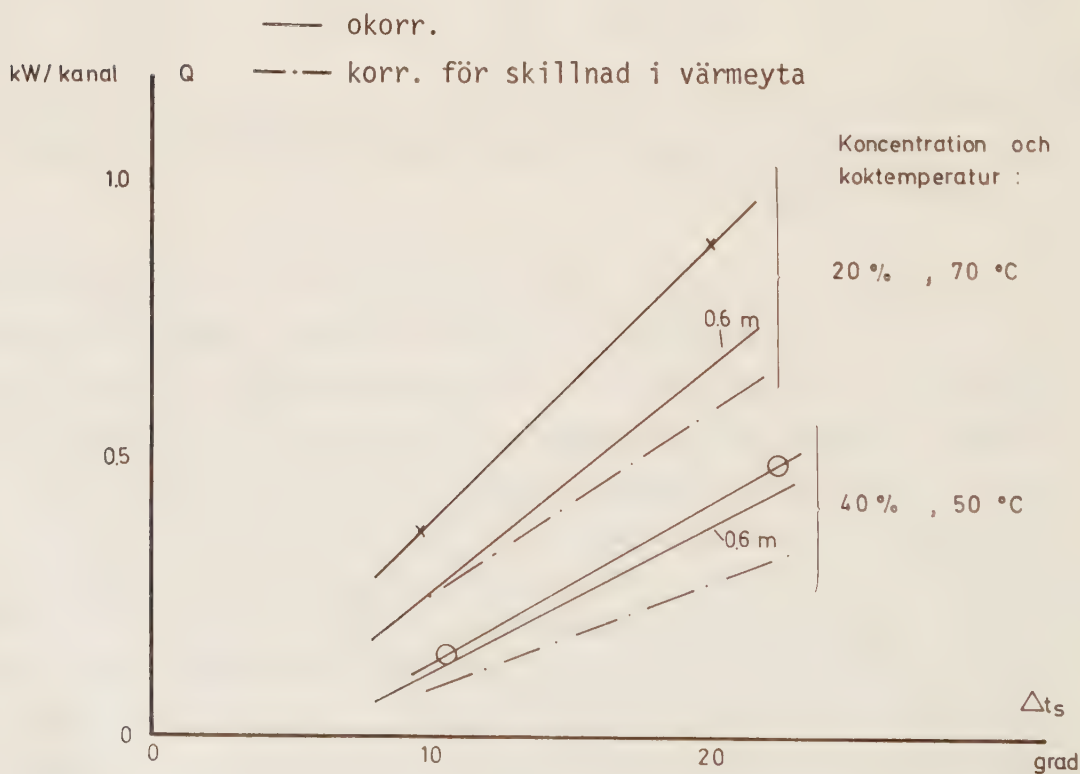


Fig. 2 Inverkan av ökad tublängd (0.9 m) med sockerlösning.

Iakttagelserna kan sammanfattas i följande punkter:

- a) Indunstningsförhållandet ökar endast vid högre koktemperaturer i samband med förlängning eller diameterminskning.
- b) Skenbara värmegenomgångstalet ökar ej i något fall.
- c) Skenbara värmegenomgångstalet minskar påtagligt vid lägre koktemperaturer i samband med förlängning.

Vid $\Delta t_s = 10$ grader avläses i fig 1-2:

Tubdimensioner	Effekt/kanal (kW)	
	50 ⁰ , 40 %	70 ⁰ , 20 %
0.6 m Ø 5/6 mm	0.113	0.257
0.9 m Ø 5/6 mm	0.130	0.380
0.6 m Ø 4/5 mm	0.080	0.218

Motsvarande indunstningsförhållanden erhålles sedan lätt om massflödet specificeras.

Mjölkindunstning i flereffektsanläggningar

a) Experimentella resultat

Försök genomfördes som simulering av en effekt i taget hos en tänkt 3-effektsindunstningsanläggning för koncentrerings av skummjöl. Den apparatur som användes, var den i kap 2 beskrivna med liten konisk fördelningslåda och med hålskiva (håldiameter 1.5 mm) för förstrykning av tubinloppen. Tublängden var 0.6 m. Koktemperaturen i den tänkta anläggningen var 70 (effekt I), 60 (effekt II) och 50°C (effekt III). Skenbara temperaturdifferensen hölls följaktligen vid ca 10 grader. Ingångsprodukten till effekt II och III hade koncentrerats i en annan indunstare till 16.0 respektive 25.5 % torrsbstanshalt (TS). Försöken var utformade som långtidsprov vid konstanta betingelser, för att inverkan av beläggningstillväxt skulle kunna studeras. Då kapaciteten hade stabiliserat sig (efter 2.5-3 h), minskades tillflödet för att om möjligt öka utgångskoncentrationen. Resultatet framgår av nedanstående tabell.

Tid	Δt_s	Flöde/ kanal	Effekt/ kanal	k_s	Utgångskonc (beräknad)
h	grad	kg/s	kW	kW/m ² · grad	kg TS/kg

Effekt I: Ingångskonc 9.7 % TS Koktemp 70°C

0.50	9.6	$4.69 \cdot 10^{-4}$	0.435	4.00	0.161
1.75	9.6	$4.92 \cdot 10^{-4}$	0.341	3.13	0.137
3.08	9.4	$4.83 \cdot 10^{-4}$	0.327	3.07	0.136
3.67	9.4	$3.65 \cdot 10^{-4}$	0.318	2.98	0.154
4.75	9.4	$3.68 \cdot 10^{-4}$	0.299	2.81	0.148
5.83	9.4	$3.60 \cdot 10^{-4}$	0.286	2.68	0.147

Effekt II: Ingångskonc 16 % TS Koktemp 60°C

0.58	10.1	$4.58 \cdot 10^{-4}$	0.316	2.78	0.226
2.50	10.1	$4.54 \cdot 10^{-4}$	0.309	2.72	0.225
3.33	9.9	$3.72 \cdot 10^{-4}$	0.314	2.80	0.249
4.33	10.0	$3.74 \cdot 10^{-4}$	0.314	2.81	0.248
5.33	10.1	$3.71 \cdot 10^{-4}$	0.277	2.42	0.234

Effekt III: Ingångskonc 25.5 % TS Koktemp 50°C

0.50	10.7	$4.53 \cdot 10^{-4}$	0.192	1.58	0.308
2.17	10.6	$4.58 \cdot 10^{-4}$	0.195	1.61	0.309
2.58	10.6	$3.44 \cdot 10^{-4}$	0.198	1.63	0.337
3.67	10.6	$3.39 \cdot 10^{-4}$	0.189	1.56	0.332
4.83	10.9	$3.43 \cdot 10^{-4}$	0.189	1.53	0.331

Skenbara k-värdets utveckling åskådliggörs i fig. 1. Vad beträffar effekt I och II är det uppenbart, att det lägre massflödet ger beläggningstillväxt i alltför snabb takt. Den hastiga reduktionen initialt för effekt I från ett mycket högt värde beror antagligen på en kombination av hög temperatur hos den rena värmeytan och förekomsten av särskilt utfällningsbenägna beståndsdelar (salter, vissa proteiner) i den okoncentrerade mjölken. Stabilisering sker dock vid en acceptabel nivå. Beläggningarna utbildades huvudsakligen i nedre delen av tuberna. Missfärgning noterades endast för effekt I. Indunstningsförhållandet blev 1.4-1.6 (effekt I), 1.4-1.5 (effekt II) och 1.2-1.3 (effekt III).

Dessa försöksresultat har utnyttjats för att göra ett provisoriskt dimensioneringsunderlag för bestämning av erforderlig värmeyta. De prestanda som gäller när k_s -värdena har stabiliserat sig (omedelbart före flödesminskningen), har tagits som utgångspunkt för metoden. Linjärt $Q-\Delta t_s$ -samband har antagits råda och för $\Delta t_s = 0$ har antagits $Q = -0.100$ (I), $Q = -0.125$ (II) och $Q = -0.150$ (III) kW/kanal. Det första värdet är hämtat från vattenproven, och det sista värdet är hämtat från sockerproven. Resultatet ges i fig 2.

b) Termisk projektering av en mjölkindunstningsanläggning

Förutsättningar och apparatscehma: Se sektion 8.3.2.

Sätt ångbildningsvärmets till 2350 kJ/kg i hela anläggningen.

Räkna på 1 kg produkt in

$$\text{Utgående produktmängd: } \frac{1 \cdot 0.10}{0.48} = 0.209 \text{ kg}$$

$$\text{Avdriven mängd } 1 - 0.209 = 0.791 \text{ kg}$$

Antag antalet ideala effekter är 4.1

$$\text{Färskångmängd: } \frac{0.791}{4.1} = 0.193 \text{ kg}$$

$$\text{Sätt sugångmängd till } 1.5 \cdot 0.193 = 0.289 \text{ kg} \\ (\text{proj } \Delta t_s = 8 \text{ grader})$$

Sätt förvärmning till 40 grader

$$\text{Ångbehov totalt för förvärmning: } \frac{40 \cdot 4.2}{2350} = 0.070 \text{ kg}$$

Expansionsförångning i anläggningen antas ske mellan 80° och 50° i 3 steg.

$$\text{Förångad mängd per steg: } \frac{335.0 - 209.3}{2382.3} = 0.018 \text{ kg}$$

Massbalanser göres efter hand m h a apparatschemat.

Produkten antas passera kärn för expansionförångning mellan effekterna.

$$\text{Exp förångning, kondensat 1} \rightarrow \text{2: } (0.459 + 0.023) \cdot 0.018 = 0.009 \text{ kg}$$

$$\text{D:o, produkt 1} \rightarrow \text{2: } 0.541 \cdot 0.018 = 0.009$$

$$\text{D:o, kondensat 2} \rightarrow \text{3: } (0.482 - 0.009 + 0.023 + 0.156) \cdot 0.018 = 0.012 \text{ kg}$$

$$\text{D:o, produkt 2} \rightarrow \text{3: } 0.376 \cdot 0.018 = 0.007 \text{ kg}$$

Utgående produktmängd (kontroll): 0.215 kg (eg 0.209 kg).

Antalet ideala effekter (kontroll): 4.1 (eg 4.1).

$$\text{Koncentration: } 0.10/0.541 = 0.185 \text{ (efter I)}$$

$$0.10/0.376 = 0.207 \text{ (efter II)}$$

$$0.10/0.215 = 0.467 \text{ (efter III) (eg 0.480)}$$

$$\text{Erforderlig värmeenergi: } 0.459 \cdot 2350 = 1079 \text{ kJ (I)}$$

$$0.156 \cdot 2350 = 367 \text{ kJ (II)}$$

$$0.154 \cdot 2350 = 362 \text{ kJ (III)}$$

Sätt Δt_s till 8 (I), 10 (II) och 14 (III) grader och kokpunktsförhöjningen till 0 (I), 1 (II) och 2 (III) grader (enligt Torsell, H. Nordisk Mejeriind. 6 s 226 1974).

Sätt färskångtemperaturen till 78°C .

Koktemperatur: 70°C (I), 60°C (II) och 45°C (III)

Kondenseringstemperatur: 43°C

Värmeeffekt/kanal (fig 2): 0.270 (I), 0.310 (II) och 0.305 (III) kW

Räkna på 1 kg/s produkt in

$$\text{Antal kanaler: } 1079/0.270 = 3996 \text{ (I)}$$

$$367/0.310 = 1184 \text{ (II)}$$

$$362/0.305 = 1187 \text{ (III)}$$

Sätt minimiflödet per kanal till $4 \cdot 10^{-4}$ kg/s (se ovan)

$$\begin{aligned}\text{Flöde/kanal: } 1.000/3996 &= 2.50 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s (I)} \\ 0.541/1184 &= 4.57 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s (II)} \\ 0.376/1187 &= 3.16 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s (III)}\end{aligned}$$

Endast effekt II uppfyller flödesvillkoret.

Effekt I och III delas upp på 2 apparater vardera.

Sätt flödet/kanal till minimivärdet.

$$\begin{aligned}\text{Antal kanaler: } 1.000/4 \cdot 10^{-4} &= 2500 \text{ (Ia)} \\ 0.376/4 \cdot 10^{-4} &= 938 \text{ (IIIa)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Effekt: } 2500 \cdot 0.270 &= 675 \text{ kW (Ia)} \\ 938 \cdot 0.305 &= 286 \text{ kW (IIIa)} \\ 1079 - 675 &= 404 \text{ kW (Ib)} \\ 362 - 286 &= 76 \text{ kW (IIIb)}\end{aligned}$$

Effektfördelningen förefaller vara alltför skev. Öka flödet/kanal till $4.3 \cdot 10^{-4}$ (I) och $4.5 \cdot 10^{-4}$ (III) kg/s.

$$\begin{aligned}\text{Antal kanaler: } 1.000/4.3 \cdot 10^{-4} &= 2325 \text{ (Ia)} \\ 0.376/4.5 \cdot 10^{-4} &= 833 \text{ (IIIa)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Effekt: } 2325 \cdot 0.270 &= 628 \text{ kW (Ia)} \\ 833 \cdot 0.305 &= 254 \text{ kW (IIIa)} \\ 1079 - 628 &= 451 \text{ kW (Ib)} \\ 362 - 254 &= 108 \text{ kW (IIIb)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Avdunstad mängd per kg in: } 628/2350 &= 0.267 \text{ kg (Ia)} \\ 254/2350 &= 0.108 \text{ kg (IIIa)}\end{aligned}$$

Produktmängd i apparat per kg okonc produkt:

$$\begin{aligned}1.000 - 0.267 &= 0.733 \text{ kg (Ib)} \\ 0.376 - 0.108 &= 0.268 \text{ kg (IIIb)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Koncentration: } 0.10/0.733 &= 0.136 \text{ (efter Ia)} \\ 0.10/0.268 &= 0.374 \text{ (efter IIIa)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Antal kanaler: } 0.733/4.3 \cdot 10^{-4} &= 1704 \text{ (Ib)} \\ 0.268/4.5 \cdot 10^{-4} &= 593 \text{ (IIIb)}\end{aligned}$$

Erforderlig effekt/kanal: $451/1704 = 0.265 \text{ kW (Ib)}$

$108/593 = 0.182 \text{ kW (IIIb)}$

Granskning av fig 2 gör troligt att dessa värmeeffekter kan uppnås. Osäkerheten är störst beträffande effekt III, ty ingångskoncentrationen i IIIb är väsentligt högre än 25 %, och koktemperaturen är ca 45°C i stället för 50°C . Å andra sidan är kokpunktsförhöjningen lägre i IIIa med större kapacitet som följd.

Erforderlig värmeyta per kg/s produkt in:

$$(2325 + 1704) \cdot 0.0113 = 45.5 \text{ m}^2 \text{ (I)}$$

$$1184 \cdot 0.0113 = 13.3 \text{ m}^2 \text{ (II)}$$

$$(833 + 593) \cdot 0.0113 = \frac{16.1 \text{ m}^2}{74.9 \text{ m}^2} \text{ (III)}$$

Skenbart värmegenomgångstal: $1079/45.5 \cdot 8 = 2.96 \text{ kW/m}^2 \text{ grad (I)}$

$$367/13.3 \cdot 10 = 2.76 \text{ kW/m}^2 \text{ grad (II)}$$

$$362/16.1 \cdot 14 = 1.60 \text{ kW/m}^2 \text{ grad (III)}$$

Indunstningsförhållande: $0.185/0.10 = 1.85 \text{ (I)}$

$$0.267/0.185 = 1.44 \text{ (II)}$$

$$0.467/0.268 = 1.74 \text{ (III)}$$

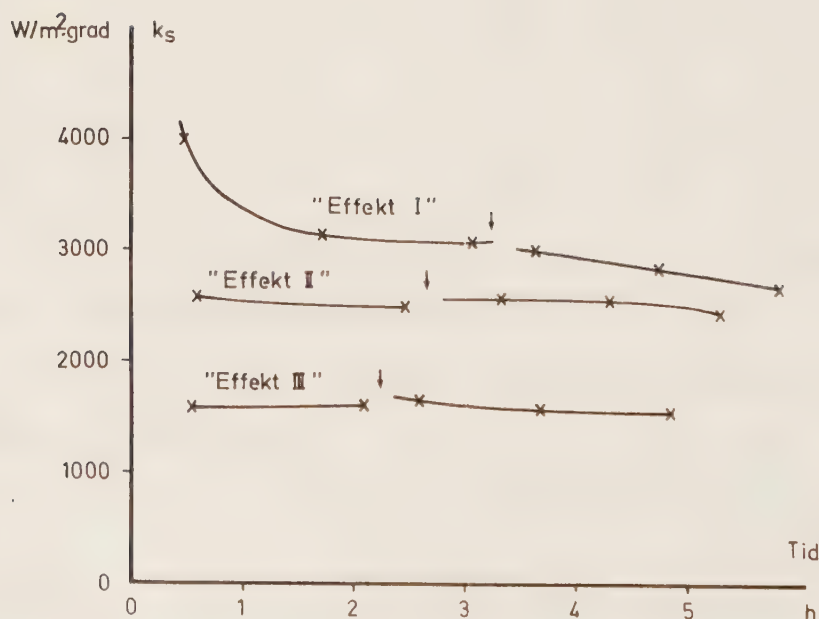


Fig. 1 Långtidsförsök med skummjölk. Tublängd 0.6 m.

↑ anger minskning av flöde.

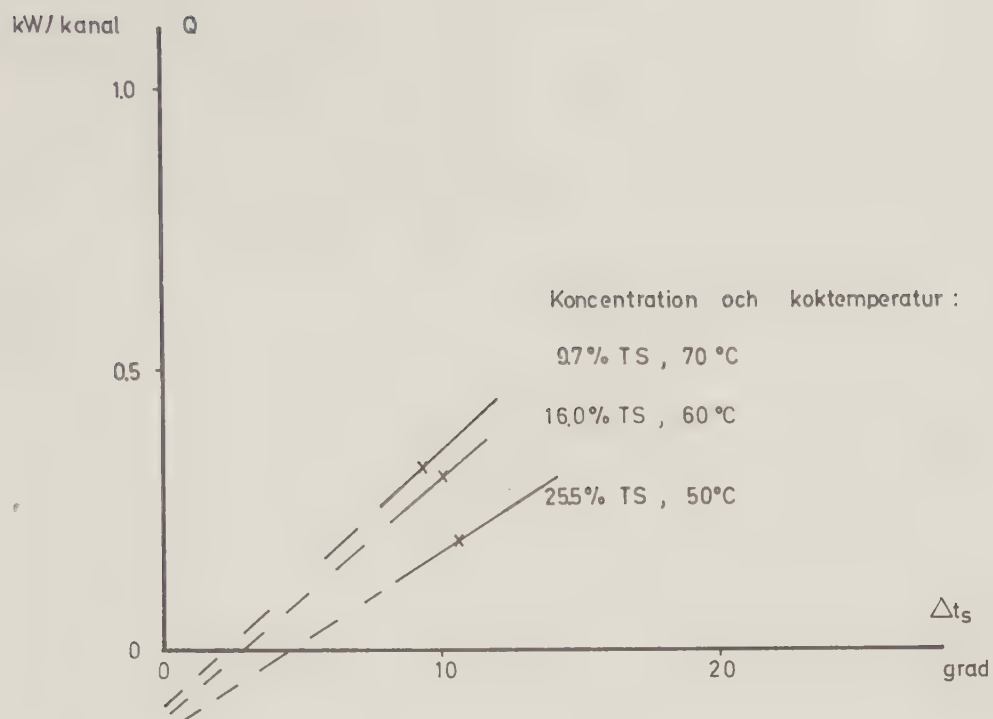


Fig. 2 Värmeeffekt som funktion av skenbar temperaturdifferens vid experiment med skummjök. Tublängd 0.6 m.



KOD: LUTKDH/(TKKA-3009)/1-67/(1980)

PLATTINDUNSTARE MED KORRUGERADE PLATTOR
- EN EXPERIMENTELL OCH TEORETISK
UNDERSÖKNING

LENNART PERSSON

AVD FÖR KEMISK APPARATTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
LUND
SVERIGE

Författare

Dokumenttitel och undertitel

Plattindunstare med korrugerade plattor - en experimentell och teoretisk undersökning (4)

Plate Evaporator with corrugated plates - an experimental and theoretical investigation

Referat (sammandrag)

Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate evaporator with herring bone corrugated plates have been studied experimentally and theoretically. The short, narrow, tortuous plate channel - besides having good heat transfer properties - suppresses fouling and foaming and gives short residence time. The calandria was a standard, single phase plate heat exchanger (Alfa-Laval, type P22) with a heating surface of 0.12 m^2 per plate. Heating medium was circulating hot water. Test fluids were water and sugar solutions. Chisholm's correlation for pressure drop in throttling devices could be adapted to fit the water-data in this work. Pressure drop was high and critical conditions were reached in some cases. Heat transfer in the boiling channel (water only) was described by a modified Chen-correlation. Qualities in excess of 70% gave dry-wall conditions. A new plate, optimized for evaporation duties has been proposed.

Referat skrivet av

Lennart Persson

Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång

79 sidor

Språk

Svenska

Sekretessuppgifter

Övriga bibliografiska uppgifter

ISSN

ISBN

Dokumentet kan erhållas från

Department of Chemical Engineering
Chemical Center, P.O.B. 740
S-220 07 LUND 7, SWEDEN

Mottagarens uppgifter

Pris

SAMMANFATTNING

Indunstning i en speciell typ av plattindunstare har studerats. Plattapparaten (Alfa-Laval typ P22) hade fiskbensmönstrade plattor med motriktat mönster hos närliggande plattor och var konstruerad för enfasströmning. Värmeemediet var cirkulerande hetvatten. Den trånga, vindliga kanalen ger vid kokning en impulsstyrd, riktningsoberoende strömning med god värmeöverföring, kort uppehållstid, ringa beläggning, undertryckt skumning men till priset av högt tryck-(och temperatur-)fall. Denna kanal har visat sig vara intressant vid koncentrerings av gelatin, fruktsafter, emulsioner m m.

I detta arbete har kokning av newtonska modellfluider som vatten och sockerlösning varit huvudinriktningen. Experiment har gjorts med dessa fluider och i fallet med vatten har förloppet inne i plattkanalen studerats närmare. På grundval av vattenförsöken, men med pretentioner på vidare giltighet, har framtagits modeller för tryckgradient och värmeöverföringstal hos tvåfasströmningen. Likheten med ett stryporgan har bekräftats genom att Chisholms korrelation för strypfläns visade sig beskriva tryckgradienten väl. Denna korrelation förutsäger ett helt dominerande inflytande av gasfasens egen tryckgradient vid högre ånghalter. I den trånga halsen har kritisk strömning kunnat förutsägas och bekräftas i vissa fall. Värmeöverföringen har beskrivits väl med en modifierad form av Chens korrektion dock utan bubbelkokningsbidrag. Den nya korrelationen gäller ej vid "vättningskris" (dry out) som har konstaterats vid en ånghalt överstigande ca 70%.

Konceptet har intressanta egenskaper, men med tanke på energisnålhet (flereffektsdrift, ångkompression), krav på låg temperatur för känsliga produkter, elimination av "döda" zoner (beläggningar, uppehållstid) m m är det nödvändigt att optimera plattan för indunstning. Ett förslag till ny utformning har lämnats.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	sid
1. INLEDNING	1
2. PLATTINDUNSTARE	2
3. APPARATUR	3
3.1 Grundversion	3
3.2 Utvecklad version	10
4. EXPERIMENTELL TEKNIK	15
4.1 Förberedelser	15
4.2 Mätning	15
5. FÖRSÖK OCH RESULTAT	17
5.1 Tryckfall i kokkanalen	17
5.1.1 Totalt tryckfall	17
5.1.2 Temperatur- och tryckprofiler	21
5.1.3 Pulsationer	25
5.2 Värmeöverföring	27
5.2.1 Skenbart värmegenomgångstal	28
5.2.2 "Vägt" värmegenomgångstal	31
5.2.3 Hetvattensidan	33
5.2.4 Koksidan	34
6. TVAFASSTRÖMNING I PLATTKANAL. DATORSIMULERING	37
6.1 Tryckfall	37
6.1.1 Teorier	39
6.1.2 Datorsimulering	46
6.2 Värmeöverföring	51
6.2.1 Teorier	51
6.2.2 Datorsimulering	56
7. DISKUSSION. PRODUKTPROV	61
7.1 Tvåfasmekanism	61
7.2 Uppskattningar vid modellösningar	62
7.3 Produktprov	63

7.4	Plattkonstruktionen	65
7.5	Ytterligare arbete	67

BETECKNINGAR

LITTERATURREFERENSER

BILAGA 1 Plattkanalens geometri

BILAGA 2 Datainsamling

BILAGA 3 Datorprogrammen PLATESIM 1 & 2 samt EXIT

BILAGA 4 Jämförelse mellan Heckle och Chisholm

1. INLEDNING

Indunstning är en kemiteknisk enhetsoperation, som utnyttjar förångning av lösningsmedlet för att uppnå koncentrationshöjning hos en lösning. Energin för förångningen tillföres genom värmetransport antingen i samband med förångningen, vilket är det vanligaste sättet, eller till lösningen innan den utsätts för en kraftig trycksänkning, varvid en expansionsförångning ("flashning") äger rum. I praktiken finns en kontinuerlig övergång mellan dessa mekanismer så att ofta viss expansionsförångning sker i samband med värmeförseln eller i andra fall, att viss förångning sker vid värmeförseln före trycksänkningen. Värmeförseln sker genom värmeväxling med ett värmemedium - kondenserande ånga eller strömmande vätska, eller genom elektrisk motståndsuppvärmning, - huvudsakligen i laboratorieskala.

Samtidig värmetransport och förångning arrangeras antingen i storrum med övervägande vätska (kittelkokning) eller med övervägande ånga (fallfilmsförångning, vissa typer) eller i kanaler där ångfas och vätskefas strömmar gemensamt under ömsesidig påverkan. Kanalströmningen kan åtminstone delvis, vara gravitationsstyrd - fallfilm (i regel) - eller impulsstyrd - stigfilm eller fallfilm (sällan). Filmen är i dessa sammanhang en vätskefilm, som rör sig längs värmeytan. Vid uppåtriktad strömning utbildas stigfilm spontant, men först sedan en viss ångbildning har skett. Vid nedåtriktad, gravitationsstyrd strömning måste filmen anbringas på värmeytan på konstlad väg.

Om kanalen är trång, är strömningen impulsstyrd oavsett strömningsriktning. Till följd av hög medelhastighet och litet vätskeinhåll i kanalen är uppehållstiden kort och skjuvkraften vid väggen stor. Benägenheten till inkrustering och produktförsämring är i princip liten, vilket också gäller skumning. Värmeöverföringstalet är högt, och värmeytan är kort. Nackdelarna är stort tryckfall, krav på relativt stor drivande temperaturdifferens samt liten koncentrationshöjning per passage. Principen har tillämpats framgångsrikt på flera viskösa, skummande och/eller värmekänsliga produkter såsom lim, gelatin, polymerer, emulsioner, fruktsafter, mjölk m m. Kanalen kan vara rund eller spaltformig; slät eller profilerad. Det billigaste sättet att åstadkomma en liten hydraulisk diameter - särskilt om materialet är dyrt - är med parallellställda plåtar. Den traditionella plattvärmväxlaren har därför kommit i blickfånget. I detta arbete har en etablerad plattvärmväxlare av Alfa Laval

fabrikat, typ P22, utvecklad för enfasströmning, med fiskbensmönstrad prägling av plattorna (fig 1), undersökts ur indunstningssynpunkt. Förutom praktiska prov med olika produkter har avsikten varit att utveckla teoretiska modeller för plattindunstaren i fråga men även ett koncept med giltighet för likartade plattyper.

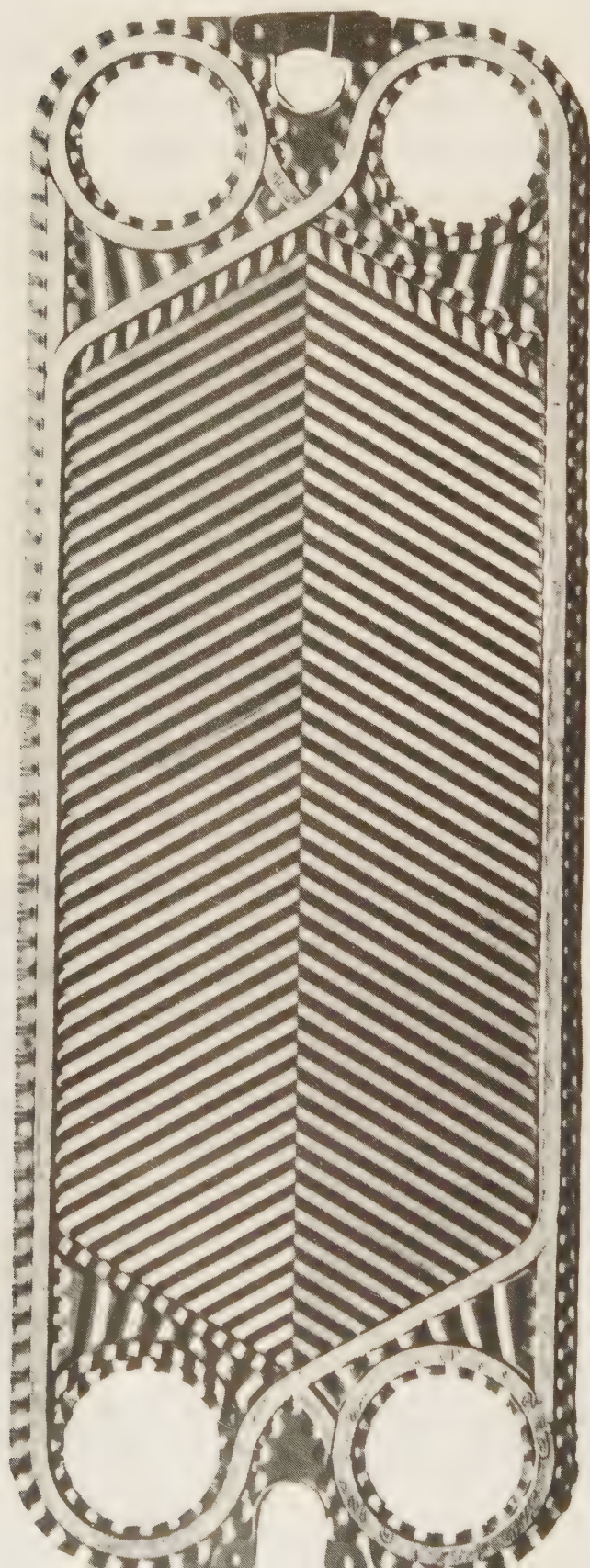


Fig 1. Platta Alfa-Laval
P 22

2. PLATTINDUNSTARE

Den traditionella plattvärmväxlaren har sedan länge fyllt en uppgift i vissa industriansläggningsanläggningar, nämligen som värmekropp vid tvångscirkulationsdrift. Ingen eller endast obetydlig förångning i själva värmväxlaren har då ägt rum. Plattvärmväxlarens fördelar vid enfasströmning - låg höjd, flexibilitet, liten materialåtgång och öppningsbarhet - har varit frestande att utnyttja även vid industning.

Om fördelarna vid tvåfasströmning med den lilla hydrauliska diametern, trots stort kanaltvärnsnitt, också beaktas (se kap 1), är det naturligt att olika konstruktioner av plattindunstare med kokning på värmeytan har sett dagens ljus. Ett problem vid industning, särskilt vid låga tryck, är kravet på stora portar för i första hand sekundärånga + koncentrat men även för primärånga (vid värmning med kondenserande ånga). Dessutom behövs i vissa fall separata portar vid serieföring av produkten (med mellanliggande, yttre fassetparation). Vid fallfilm i första passagen måste vätskan fördelas väl över plattans bredd. Arrangeras grupper av parallella passager i serie måste varje fas fördelas väl vid övergång från en grupp till nästa. Kondensat måste dräneras väl från hela värmeytan. Stora krav ställes på de ofta komplicerade tätningsarrangemangen, plattvärmväxlarens akilleshäl.

Den första kommersiella plattindunstaren utvecklades av APV på 50-talet (1, 2). I denna arrangerades på produktsidan två passager i serie: först stigfilm för att underlätta vätskefördelningen (utan konstgrepp), och sedan fallfilm. I den senare passagen är impuls krafterna så dominerande, att strömningsriktningen i och för sig är likgiltig. Plattorna var rektangulära med stor port nedtill för sekundärånga + produkt och en något mindre utmed ena sidan för primärånga. Horisontella bafflar på primärångsidan underlättade lokal dränering och inertgasutdrivning. Plattan var praktiskt taget slät, varför styvheten blev liten. För att balansera tryckskillnaden mellan sidorna fanns ett stort antal stödpinnar som pressats in i plattorna.

Icke oväntat befanns värmeöverföringstalet vara lägre i stigfilmspassagen än i fallfilmspassagen. Mekanismerna vid låga ånghalter och utan hjälp av gravitationen är ofördelaktigare vid de måttliga, drivande temperaturdifferenser, som kan komma i fråga i en industare för värmekänsliga produkter och flereffektsdrift (eller med ångkompression). En sena-

re konstruktion från samma företag har uteslutande fallfilmsarrangemang (3). En lätt expansionsförångad produkt införes upptill via ett antal förstrypningar (igensättningsrisker!). Produktpassagen kan strömningsmässigt delas i två sektioner med mellanliggande, yttre fassetparation för uppnående av högre koncentrationshöjning i varje effekt. Detta kräver dubbla portar för vätskeformig produkt och sekundärånga + koncentrat. Goda erfarenheter rapporteras från koncentration av skummjolk och apelsinjuice.

E Palmason vid Parkson Industrial Equipment, USA har patenterat en idé enligt vilken produkten med lågt massflöde avses passera en trång, "vindlig", utsträckt passage som en homogen blandning av vätska och ånga med hög hastighet och stor turbulens (4). Termodynamisk jämvikt råder ej, utan ångan är genom hela passagen något överhettad. Den effektiva viskositeten anses bli reducerad, skumning förhindrad och inkrustering eliminerad (5). Idén har realiserats med hjälp av en konventionell plattvärmeväxlare typ Alfa-Laval P22 med fiskbensmönstrad prägling - samma typ som studerats i detta arbete. Kopplingen, d v s antalet parallella passager i varje seriekopplad grupp, har angetts som 2-3-3-3-2 för känsliga produkter (4). I det förra fallet uppnås extrema hastigheter i den sista gruppen, vilket resulterar i stort tryckfall (och temperaturfall) i denna grupp med minskad kapacitet i tidigare grupper som följd. Som värmemedium förutsättes hetvatten. I första gruppen tycks strömningens riktningen kunna vara uppåt eller nedåt. Konstruktionen har marknadsförts för tillämpning vid koncentrerings av lim, gelatin, latex, emulsioner, detergenter, fruktsafter m m (5, 6).

Den komplexa kanal, som uppstår när två fiskbensmönstrade plattor med "pilspetsen" riktad uppåt för den ena och nedåt för den andra och därmed ett stort antal kontaktpunkter mellan plattorna (fig 2), är vanskelig att kvalitativt analysera ur tvåfasströmningssynpunkt. Plattkanalen kan anses bestå av ett stort antal "mönsterceller" enligt fig. Mitt i cellen är väggavståndet som störst, 6 mm d v s dubbla präglingens djupet, medan cellens öppningar har formen av en halv sinusvåg med amplituden 3 mm. Plattkanalens geometri behandlas närmare i bilaga 1. En viktig skillnad mellan denna kanal och den spaltformiga kanal, som APV har, är den förras regelbundna, stora areavariationer, som ger betydande, lokala accelerationseffekter på strömningen. Egna försök med denna kanal och tillhörande modell Anpassning ger kompletterande underlag för en diskussion om tänkbara mekanismer (se kap 7).

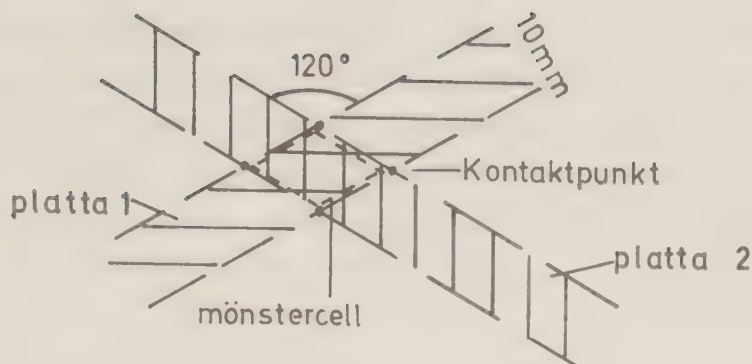


Fig 2. "Mönstercell"

Försök vid AB Alfa-Laval med kopplingen 2-3-3-3-2 och de relativt höga massflöden, som anges av Palmason, ger vid handen, att en stor del - upp till hälften - av förångningen beror på expansionen genom plattapparaten från ett högt tryck vid kokningens början till separatortrycket. Större delen av denna expansion sker dock utanför plattapparaten, vilket motsäger Palmasons uppgifter. Kapaciteten är dessutom lägre. Åtminstone den första gruppen åtgår för förvärmning. Försök med kopplingen 2-2-2-2-6 ger minst fördubblad kapacitet, utan att expansionsförångningen i absoluta mått ändras nämnvärt, men den flyttar in i plattapparaten. Förvärmningen kräver ytterligare en grupp. Produktprov med glykos och gelatin med denna koppling gav goda resultat även ur beläggningssynpunkt. Tidigt insågs att portarean för utgående produkt var för liten i sista gruppen. Även porten för primärånga - vid värmning med kondenserande ånga - var för liten. Problemet ökar med stigande plattantal i indunstaren.

Att Palmasons primära koppling 2-3-3-3-2 innebär en korsning mellan hans idéer angående tvåfasströmning och tvångscirkulationsprincipen är uppenbart vid de massflöden som anges. Serieföring av produkten vid denna platttyp ger så stora tryckfall, att förångningsdelen av värmekroppen bör innehålla maximalt två grupper i serie med minst samma antal passager i den sista gruppen som i den första. Alternativet 6-6-6 är därför

mer relevant som konstruktion, även om förvärmningsdelen är överdimensionerad för de flesta fall.

Fortsatt arbete i samverkan med AB Alfa-Laval, Lund och Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola inriktades, trots nämnda invändningar, på undersökningar av plattvärmeväxlaren P22 m a p kapacitet, produktpåverkan och beläggningar. Därjämte ansågs beräkningsmetoder för dimensionering m m behöva utvecklas. Frågan om nykonstruktion av en platta hölls på detta stadium dock öppen, även om kostnaderna för ett sådant projekt ansågs vara ett svårt hinder.

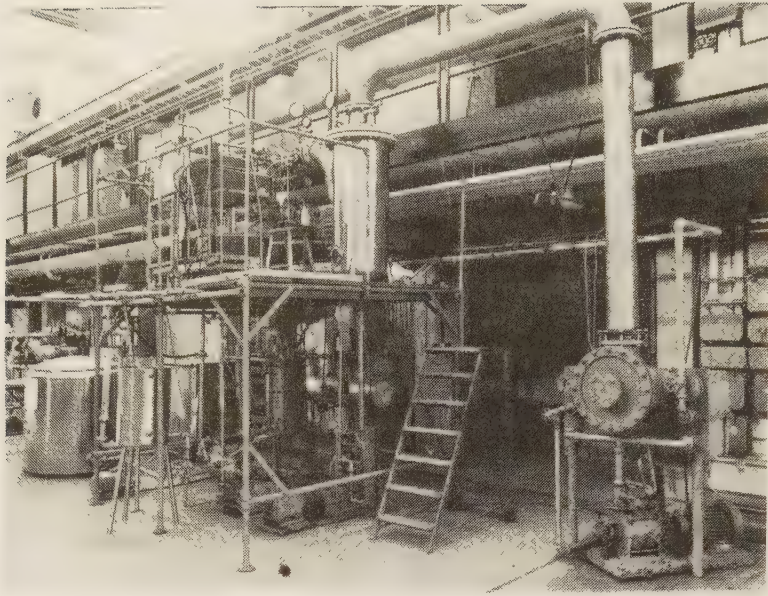
3. APPARATUR

En försöksuppställning, som konstruerats av AB Alfa-Laval, Lund ställdes till förfogande. Den hade använts under ett inledande utvecklingsskede, som även innefattade prov med vissa industriella produkter såsom glykos och gelatin. Det var ett krav att fortsatta produktprov kunde utföras på anläggningen, som ställdes upp i avdelningens laboratorium. Ytterligare utvecklingsarbete förutsattes ske parallellt med det vetenskapliga arbetet. Det vetenskapliga försöksprogrammet interfolierades och påverkades av produktprovningarna och av dem påkallade modifikationer av apparaturen.

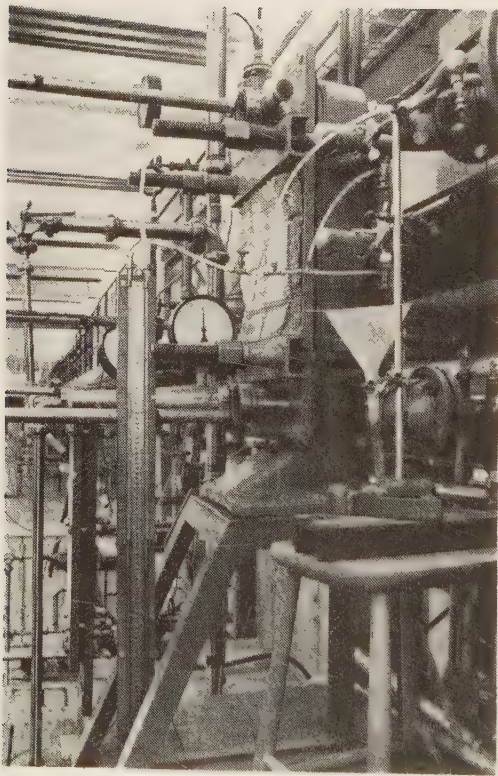
I samband med uppställningen av apparaturen företogs vissa ombyggnader och instrumenteringen förbättrades och utökades. Dessa åtgärder tjänade främst två syften, dels att ge bättre kontroll över processen och dels att förbättra mätmöjligheterna. Nedan beskrivs först grundversionen av anläggningen. Den användes till större delen av försöksprogrammet med olika funktions- och programbetingade modifikationer. Alla försök med produkter, dvs all egentlig indunstning, företogs med denna version. För noggranna studier av förloppet vid produktens passage av värmekroppen byggdes anläggningen om och försågs med riklig mätutrustning, men tillät då endast försök med vatten.

3.1 Grundversion

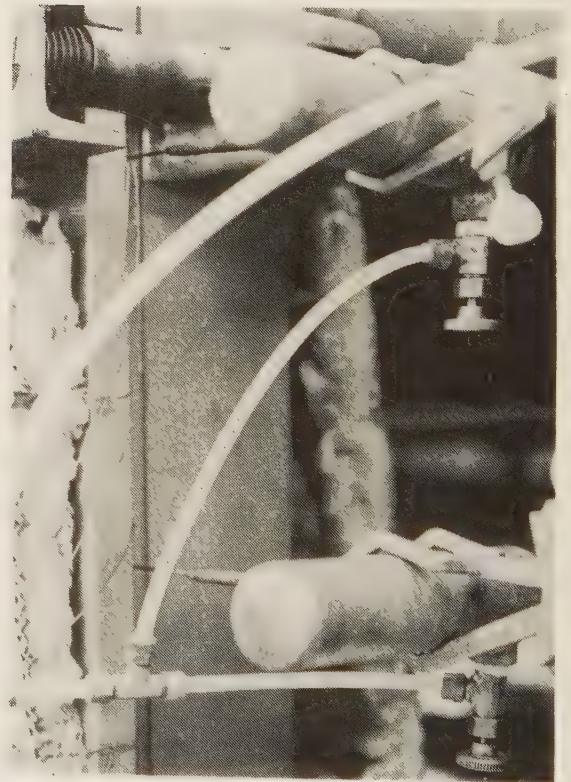
Anläggningen var uppbyggd i två plan (se fig 3a). Det övre planet utgjordes av en plattform 2.4×2.2 m belägen 1.9 m över golvplanet. Det nedre planet upptog 7.5×2.5 m under och utanför plattformen. Flödes-schemat (fig 4) visar anläggningens funktionella uppbyggnad. Produkten som skulle indunstas bereddes i en förrådstank med omrörare (volym 0.5 m^3). Från tanken transporterades produkten m h a en centrifugalpump till två kommunikerande kärl (sammanlagd volym ca 0.06 m^3). Det första, mindre kärlet innehöll en flottörventil, som reglerade tillförseln. Det andra kärlet var försett med kalibrerat mätglas för flödesmätning enligt volympincipen. Från det andra kärlet matades produkten in i indunstaren (övre planet) m h a en excenterskruvpump försedd med variator. En rotameter kompletterade mätkärlet för ögonblicklig flödeskontroll.



a



b



c

Fig 3. Försöksanläggningen

Avsikten med detta arrangemang var att möjliggöra en godtycklig ånghalt i inloppet, vilket avsågs simulera verkan av uppströms liggand passager vid seriekoppling. Möjligheten att simulera nedströms liggande passager m h a förhöjt separatortryck, begränsades av att detta tryck ej fick överstiga atmosfärstryck. Förstrykning av utloppet hade varit ett framkomligt alternativ. Undersökning av en passage i taget som en apparatmässig förenkling vid seriekoppling föresvävade författaren till detta arbete, medveten om att dynamiska interaktioner mellan passager ej helt kan förbises. Dessutom ökade antalet försök kraftigt.

Medan värmemediet alltid strömmar uppåt i två eller flera parallella passager kan anslutningarna för produkten enkelt ändras så att inlopp och utlopp var för sig kan ske upptill eller nedtill. I princip kan produkten föras på ett tämligen godtyckligt sätt med hjälp av blindportar enligt traditionell plattvärmväxlarefilosofi med seriekopplade grupper bestående av växlande antal parallella passager. Huvuddelen av försöken inklusive produktprovningar genomfördes med endast en passage på produktsidan och två på varmvattensidan. Ytterst i plattpaketet fanns på vardera sidan en tom passage och en 2 mm tjock gummiduk för värmeisolering mot stativet. De 4 bultarna i stativet åtskruvades så att föreskrivet byggmått erhöles överallt. Produkt + sekundärånga leddes till en väl tilltagen separator (övre planet) genom en rörledning med diametern 0.25 m. Separatoren hade tangentiellt inlopp men tvåfasfluidets hastighet var i regel så måttlig att endast sedimentationsseparation ägde rum. Ingen vätskenivå upprätthölls i separatoren, utan produkten pumpades fortlöpande ut med hjälp av en på nedre planet belägen excenterskruvpump via en produktkylare av platttyp. Produkten kunde antingen tagas om hand eller recirkuleras genom inblandning i mätkärllet. Sekundärånga leddes till en ytkondensor (t h i fig 3a) ansluten till vattenledningsnätet. En väl tilltagen vattenringpump fungerade som kombinerad kondensat- och vakuum-pump. Trycket i separatoren reglerades för hand genom luftinsläpp på pumpens sug sida.

Tryck mättes genomgående med klockmanometer av bourdontyp. För de viktiga mätställena i kokapparatens in- och utlopp på produktsidan användes kontrollerade manometrar i precisionsutförande. Övriga tryckavläsningar hade endast kontrollfunktion. Temperaturer mättes med termoelement av koppar-konstantan. Termoelementen tillverkades i regel på laboratoriet. Prov gjordes med galvanisk isolering av lödstället genom anbringande av ett tunt lager lim, men ingen skillnad kunde upptäckas i förhållande till

oisolerade element vid det aktuella mätförfarandet, som innebar inkoppling av ett termoelement i taget. Mätvärdena registrerades på en 12-kanalers punktskrivare. För att bestämma avgiven värmeeffekt från varmvattnet kopplades två kapslade standardelement med det ena som referens till det andra. Signalen registrerades kontinuerligt på en skrivare. Denna differenstagstemperatur (max 7 K) kontrollerades genom värmebalans vid försök utan kokning men med stort flöde på produktsidan. Då den stora rotametern för flödet i cirkulationskretsen ej enkelt kunde kalibreras, kunde felvisningarna hos differenstagstemperaturmätningen och flödesmätningen ej separeras, men då primärt den avgivna värmeeffekten var intressant ansågs detta betydelselöst. Vid försök med sockerlösningar, och även vid produktprovningar med sockerhaltiga lösningar, togs prov i mätkärlet och i koncentratströmmen för koncentrationsbestämning med en laboratorierefraktometer med gradering direkt i sucroshalt.

3.2 Utvecklad version

För att studera kokförloppet i detalj var det nödvändigt att införa mätgivare i själva plattkanalen. Problemet härmed var att i den trånga och vindliga passagen dels mäta vad som avsågs att mäta, dels undvika att mätgivarna störde förloppet. Tryckmätning gav prov i båda avseenden på detta. De höga hastigheterna i kanalen medför, att dynamiska tryckkomponenter lätt tillkommer vid försök till mätning av det statiska trycket i en punkt. Förbindelsen mellan mätpunkten och kanalens rand kräver visst utrymme, vilket ovillkorligen stör betingelserna i kanalen. Tryckmätningen realiserades som tryckuttag i form av en kanyl med diametern 2 mm. Kanylen infördes horisontellt genom packningen och nådde via botten av ett snett uppåtriktat korrigeringsspår till mätstället, som låg mitt emot ett korrigeringsspår i den motliggande plattan, för att hastigheten i en sådan punkt är som lägst och kanylens störande inflytande som minst. Utanför värmeväxlaren övergick kanylen i ett ca 15 cm långt, vidare rör, som var infäst i sidan på ett horisontellt arrangerat, cylindriskt utjämningskär! (se fig 3 b,c). Från kärlets botten gick en ständigt vattenfylld, transparent slang till manometern. Systemet med utjämningskär! är praxis vid t ex strypflämsmätning av ångflöde för att säkerställa praktiskt taget konstant vätskenivå i manometerledningarna. För att återställa vätskenivån i kärlet efter större "manometerrörelser" kylde kärlet utvändigt med rinnande kallvatten, så att kondensationen i kärlet påskyndades. Två tryckuttag av ovan beskrivna typ fanns i kokkana-

len (se fig 5) samt ett likartat i utloppet från kokapparaten. Dessa tre mätställen kunde växelvis m h a ventiler i manometerledningarna inkopplas till ena skänkeln på en U-rörsmanometer, medan den andra skänkeln var öppen till atmosfären. Detta öppna tryckmätningssystem väntades ge komplikationer vid kokning av lösningar, varför endast försök med vatten utfördes.

Temperaturmätning uppvisade främst svårigheten att åstadkomma så små dimensioner hos givaren, att denna ej nämnvärt störde strömningen. Då termoelementkabel finnes med så liten diameter som 1 mm, och lödstället kan göras i motsvarande dimensioner, valdes denna givaretyp som dessutom är billig och enkel att använda. Metallparet var koppar-konstantan. Kabeln infördes genom packningen och lades i botten av ett korrugerings-spår. Kabeln fixerades m h a en liten klump epoxylim. på två ställen. Lödstället, som var galvaniskt oisolerat, placerades mitt emot ett korrugeringsspår i den motliggande plattan ("mönstercellens" mitt), för att möjliggöra största möjliga fria utrymme kring lödstället. På detta sätt arrangerades 8 givare, som fördelades över den aktiva värmeytan (se fig 5). Dessutom infördes på liknande sätt en givare i det tomma packningsspåret i utloppshalsen och 3 element fördes in utan speciell fastsättning i var sin port (se fig 5). Alla dessa termoelement anslöts till ett Solartron datainsamlingssystem (se bilaga 2). Till detta anslöts som kallt lödställe ett element förfärdigat av samma kabel som var nedsänkt i en termosflaska med smältande is. Termospänningarna - upplösning i μV - registrerades på en hålremsa för senare datorbearbetning. Kalibrering av elementen gjordes m h a ett mindre vattenbad med god temperaturreglering. Vid temperaturer över 100°C användes olja i stället för vatten. Temperaturen i badet mättes med en digital motståndstermometer med 0.1 K noggrannhet.

I och med att registreringen företogs med datainsamlingssystemet, omfattades hela kedjans relativa felvisning. Avvikelserna mellan elementen motsvarade maximalt 0.2 K, men compensation gjordes likväl i den kommande bearbetningen. Minsta möjliga tidsintervall mellan avläsningar av ett bestämt termoelement var 2-3 s med en nominell insamlingshastighet av 10 mätningar/s. Med detta tidsintervall var det möjligt, vilket också underlättades av termoelementens små dimensioner, att följa relativt högfrekventa pulsationer i kokkanalen.

Dessa studier gjordes med endast en uppåtriktad passage för produkten. Ingen ånginsprutning förekom. Mätutrustningen från grundversionen utnyttjades naturligtvis i full utsträckning även här.

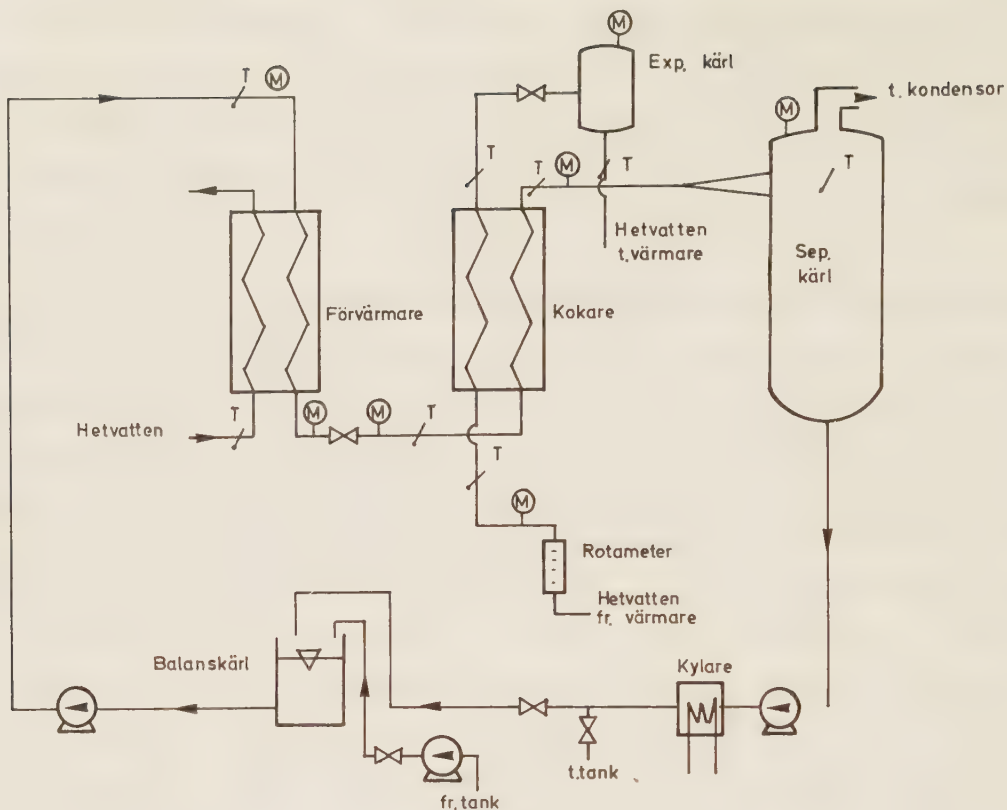


Fig 4. Principschema

Värmekroppen var uppdelad i två separata enheter (fig 3b). Förvärmaren var en mindre plattapparat (Alfa-Laval typ P1) (t v i fig) och kokapparaten (t h i fig) - det egentliga studieobjektet - plattapparaten av typ Alfa-Laval P22. Som värmande medium användes cirkulerande vatten under tryck i var sin krets till de båda apparaterna. Atervärmning skedde med ånga från laboratoriets nät i två plattpaket hos en plattvärmväxlare i ett gemensamt stativ (nedre planet). Pneumatiska regulatorer styrde ångtillförseln till respektive krets, så att önskade temperaturer upprätthölls. Varje krets var försedd med högt beläget expansionskärl med ventiltill atmosfären. Flödet i kokapparatkretsen var reglerbart med en ventil. Möjlighet fanns att föra in ett inställbart och uppmätt flöde av ånga från laboratoriets ångnät i produktinloppet till kokapparaten. Via en reglerventil leddes ångan till en diffusor i kokapparats inlopp. Från ett sidorör strömmade vätskeformig produkt från förvärmaren och blandning skedde.

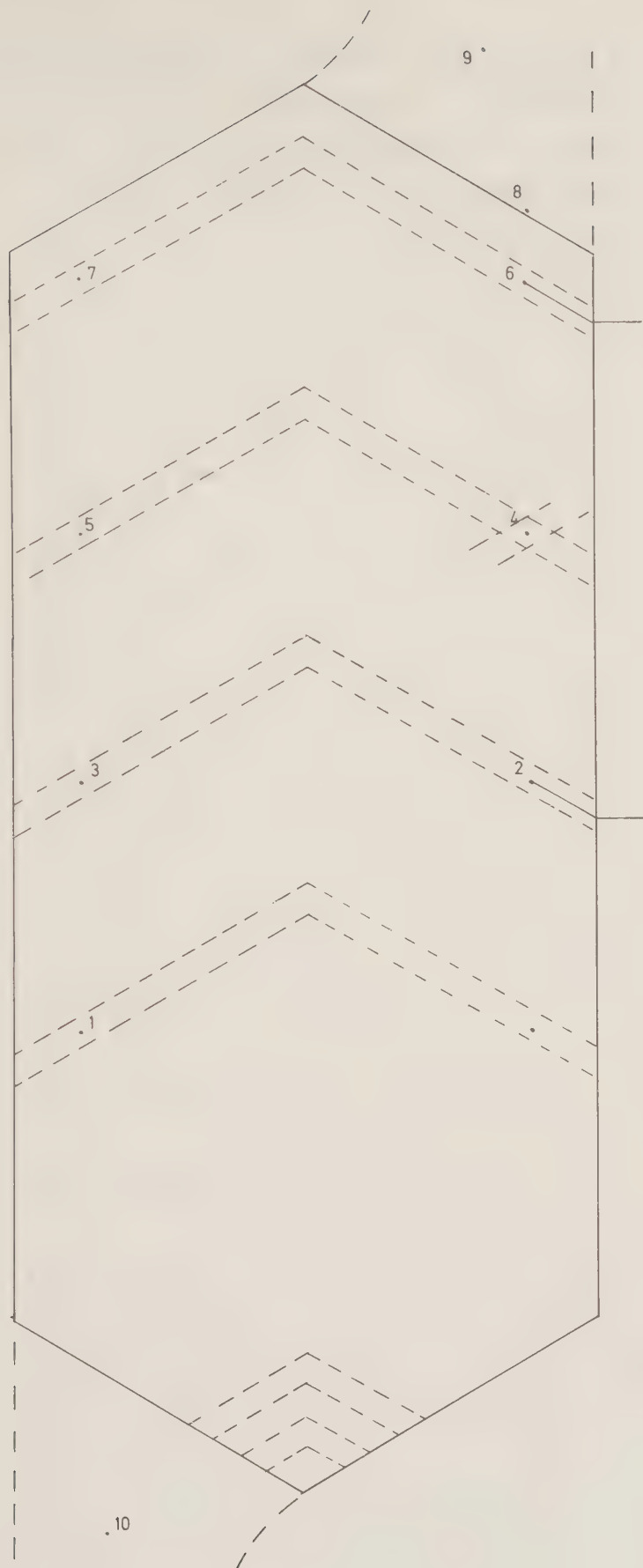


Fig 5. Mätställen

• anger temperaturgivare

För s k "Wilson-försök", då värmeöverföringsegenskaperna men även tryckfallsegenskaperna vid enfasströmning i den undersökta plattvärmeväxlaren skulle studeras, kom denna versions mätutrustning väl till pass. Dessa försök krävde en större inmatningspump, men i övrigt var inga förändringar nödvändiga.

4. EXPERIMENTELL TEKNIK

4.1 Förberedelser

Förrådstanken fylldes med avjoniserat vatten. I förekommande fall bereddes en lösning i tanken m h a den inbyggda omröraren. De båda cirkulationskretsarna fylldes med vatten från nätet och cirkulationspumparna startades. Mätkärlden fylldes upp från förrådstanken och nivån i kärlden hölls sedan praktiskt taget konstant utom vid flödesmätning. Ånga släpptes på för uppvärmning av cirkulationskretsarna. Kondensorvattnet släpptes på och vakuumpumpen startades. Inmatningspumpen startades och önskat flöde inställdes m h a variatorn. Koncentratpumpen startades. Vid försök med vatten, leddes det icke förångade vattnet till avloppet. Koncentrat av lösningar kunde till början antingen recirkuleras, tagas om hand, eller ledas till avloppet. Senare togs det i regel om hand för kommande försök. Temperaturen i respektive cirkulationskrets inställdes på regulatornerna. Önskat tryck i utloppet från kokapparaten injusterades genom manövrering av handventilen för luftinsläpp i vakuumpumpen. Förfarandet vid ånginsprutning redovisas ej, då dessa försök endast behandlas flyktigt.

Vid temperaturprofilförsöken tillkom att tillse att U-rörsmanometerns ledningar var helt vattenfyllda och att koppla på kylvatten till utjämningskärlden.

Utrustningen var nu klar för mätning.

4.2 Mätning

Funktionen hos indunstaren var i regel mycket stabil med endast måttliga relativt högfrekventa pulsationer i inloppet till kokapparaten. Mätförfarandets längd bestämdes av tiden för flödesmätningen för ingående produkt. Av noggrannhetsskäl måste nämligen en viss minimimängd avtappas i mätkärlet. Mätperioden inleddes med markering på de båda skrivarna och i förekommande fall start av datainsamlingen. Därefter stängdes påfyllningen av mätkärlet och begynnelsevolymen avlästes samtidigt som tidtagningen började. Rotametern i kokapparatens cirkulationskrets avlästes. Vidare avlästes klockmanometrar på produktsidan och i versionen med tryckuttag i kokkanalen, U-rörsmanometern två gånger med visst tidsintervall för omkoppling mellan de båda uttagen och stabilisering av vat-

tennivån i utjämningskärnorna. Vid försök med lösningar togs prov för koncentrationsbestämning i mätkärl och i koncentratström. Mätperioden avslutades med att volymen i mätkärl avlästes, samtidigt som förlupen tid noterades. På skrivarna markerades mätperiodens slut och i förekommande fall avbröts datainsamlingen. Förbindelsen mellan förrådskärn och mätkärl öppnades åter. Omställning för ny mätning kunde nu ske.

5. FÖRSÖK OCH RESULTAT

Palmasons idéer angående seriekoppling av passager i produktkanalen och behovet av lång värmeyta för tillräcklig koncentrationshöjning i en produktpassage togs till intäkt för att i den i kap 4 beskrivna separatstudien av en passage i taget utformade sig till en större försöksserie, där kokvarmt vatten (ej lösningar) och ånga blandades i olika proportioner. Denna undersökning och andra prov indikerade dock, att utnyttjandet av värmeytan är sämre vid varje seriekoppling i förångningsdelen. Det fortsatta arbetet inriktades därför på ren parallellkoppling. Försöken med ångbildning skulle ändå kunna utnyttjas inom ramen för vetenskapliga studier av tvåfasströmning i den aktuella plattkanalen, men frånvaron av instrumentering i själva kanalen minskade försökens värde i detta hänseende. För att undersöka, om parallellföring i förångningsdelen ger speciella effekter gjordes vissa av de preliminära försöken med två passager, men ingen inverkan kunde konstateras.

I det följande redovisas experimentella resultat för fallet med en passage för förångning av produkten - i inloppet eftersträvas vätska vid mättnings-tillstånd - och två omgivande parallella passager för hetvatten. Förutom tryckfall i produktpassagen studerades värmegenomgången mellan medierna. Med hjälp av en specialundersökning av värmeöverföringstalet på hetvattensidan i den egna apparaten har värmeöverföringstalet på produktsidan vid indunstningsförsöken kunnat bestämmas på ett tillförlitligt sätt ur motsvarande värden för värmegenomgångstalet.

5.1 Tryckfall i kokkanalen

För huvuddelen av försöken inklusive alla med sockerlösning har endast totalt tryckfall uppmätts. I temperaturprofilförsöken (endast vatten) har därjämte deltryckfall mätts, och dessutom ger den datainsamlade temperaturprofilen en god uppskattning av motsvarande tryckprofil men även som bieffekt en bild av tryckpulsationerna i kokkanalen.

5.1.1 Totalt tryckfall

I mängden av försök som gjorts har, för redovisning av totalt tryckfall, utvalts dels temperaturprofilförsöken, som utgjort en sluten serie med en och samma välinstrumenterade apparaturversion, dels en sluten serie, som tydligt anger inverkan av viskositetshöjande tillsats (socker).

Här - liksom beträffande värmeöverföringsdata nedan - är valet av presentationssätt med tanke på antalet parametrar och deras utseende inte problemfritt. Vid tvåfasströmning är utnyttjande av strängt dimensionsanalytiska metoder ej en lika framkomlig väg att reducera antalet effektiva storheter som vid enfasströmning. En annan väg, som beträffas i kap 6, är användandet av en modell - oftast mer eller mindre empirisk - som referens för de experimentella resultaten. Redovisningen kompletteras då lämpligen med en grafisk presentation om överensstämmelsen mellan modell och försök i varje enskilt fall. Här har det valts, att först göra en rättfram presentation av intressantare tryckfall och data, dels för att viktiga trender då tydligt framträder, dels för att modellen (i kap 6) ej testats för viskösa lösningar.

Tryckgradienten är vid all tvåfasströmning starkt beroende av ångflödet. Då värmebelastningen (effekt eller effekt/ytenhet) ofta i indunstnings-sammanhang utgör en viktig oberoende variabel, som dessutom är proportionell mot sekundärångflödet, med reservation för tryck- och koncentrationseinverkan, presenteras totala tryckfallet som funktion av värmeeffekten med utloppstryck och i förekommande fall, koncentration som parametrar. Massflödets inverkan behandlas nedan.

I fig 6 återges resultatet för temperaturprofilserien. Noteras bör, förutom tryckfallets höga nivå, att kritisk strömning - sänkning av utloppstrycket med visst belopp ökar tryckfallet med samma belopp - tycks inträffa för höga sekundärångmängder vid $p_{ut} \leq 0.50$ bar, vilket framgår av att tryckfallet vid $p_{ut} = 0.25$ bar (linjen $p_{krit} \geq 0.50$ bar representerar $\Delta p_{0.50 \text{ bar}} - 0.25 \text{ bar}$) är 0.25 bar ($0.50 - 0.25$) högre än vid $p_{ut} = 0.50$ bar. Den trånga sektionen är i plattkanalens utloppshals, varför kriticitet i denna sektion bör medföra att förhållandena i resten av kanalen, inklusive den värmeöverföringsaktiva delen, förblir opåverkade av en trycksänkning i utloppet. All ytterligare tryckgradient är då förlagd till utloppet - hals och port.

Massflödets inflytande yttrar sig här dels som en markant (ca 10%) ökning av tryckfallet vid ökning av flödet från de båda lägre värdena till det högre, dels som en brant insättande ökning av tryckfallet vid en viss kritisk värmebelastning som i sin tur beror av massflödet men nästan inte alls av utloppstrycket. Denna kritiska värmebelastning är något lägre än den effekt som åtgår för förångning av hela massflödet. Vid höga ånghalter minskar tvåfasmediets förmåga att effektivt väta värmeytan ("vättnings-

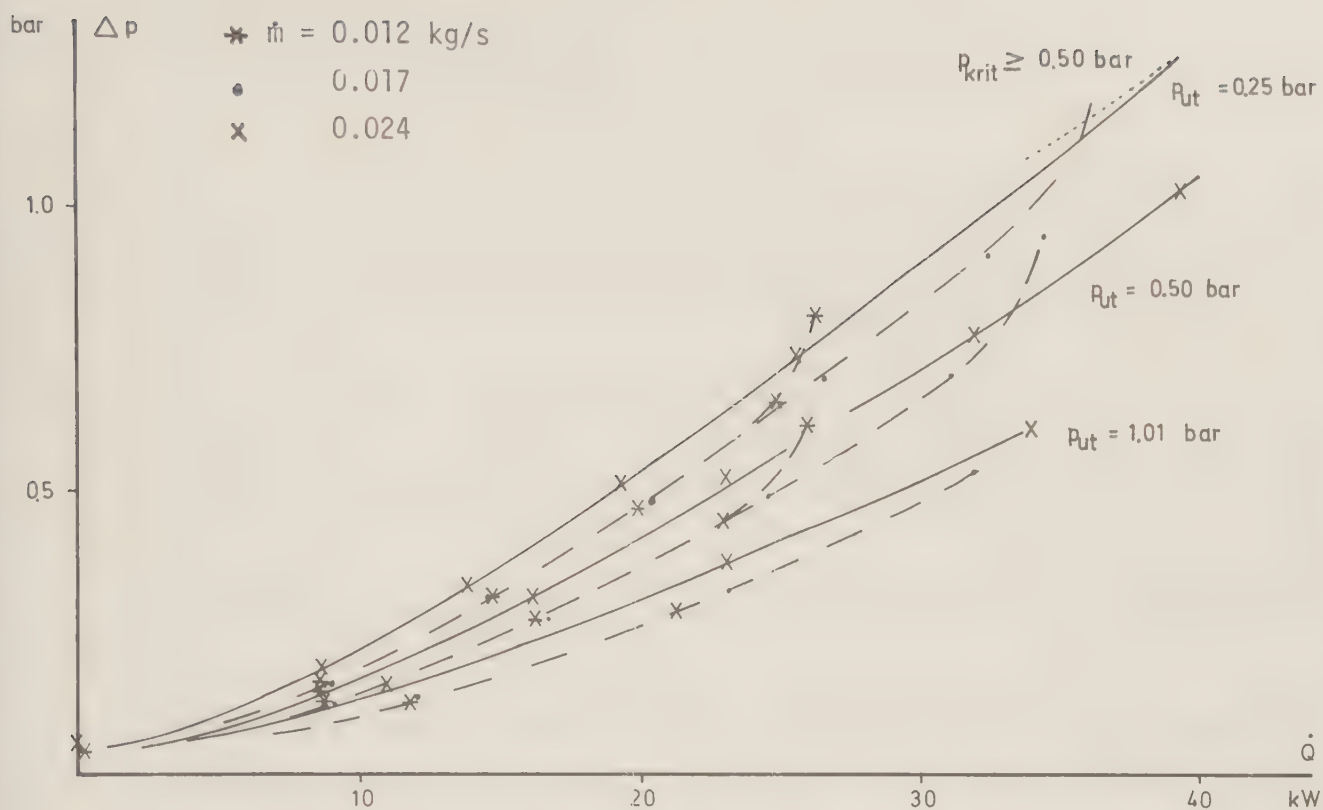


Fig 6. Tryckfall vid försök med vatten (temp profilförsök)

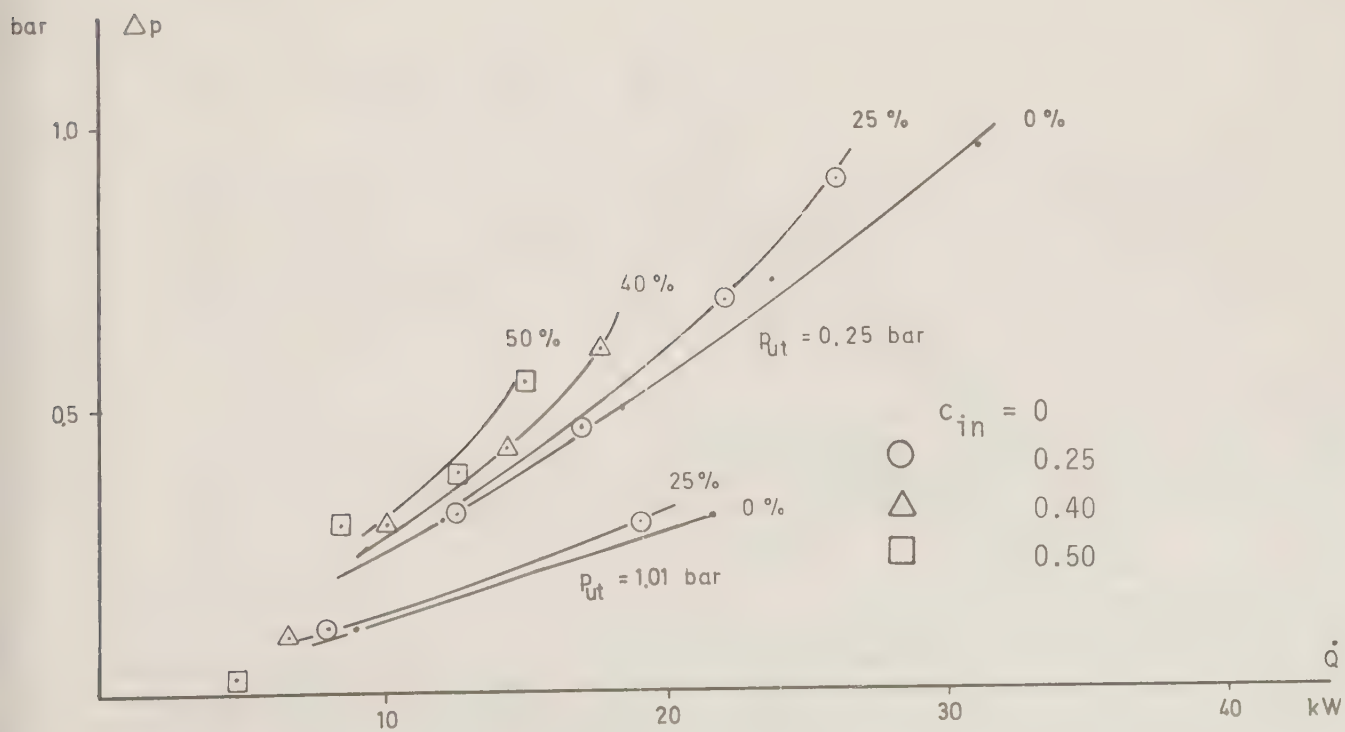


Fig 7. Tryckfall vid försök med sockerlösning $\dot{m} = 0.017 - 0.020$ kg/s

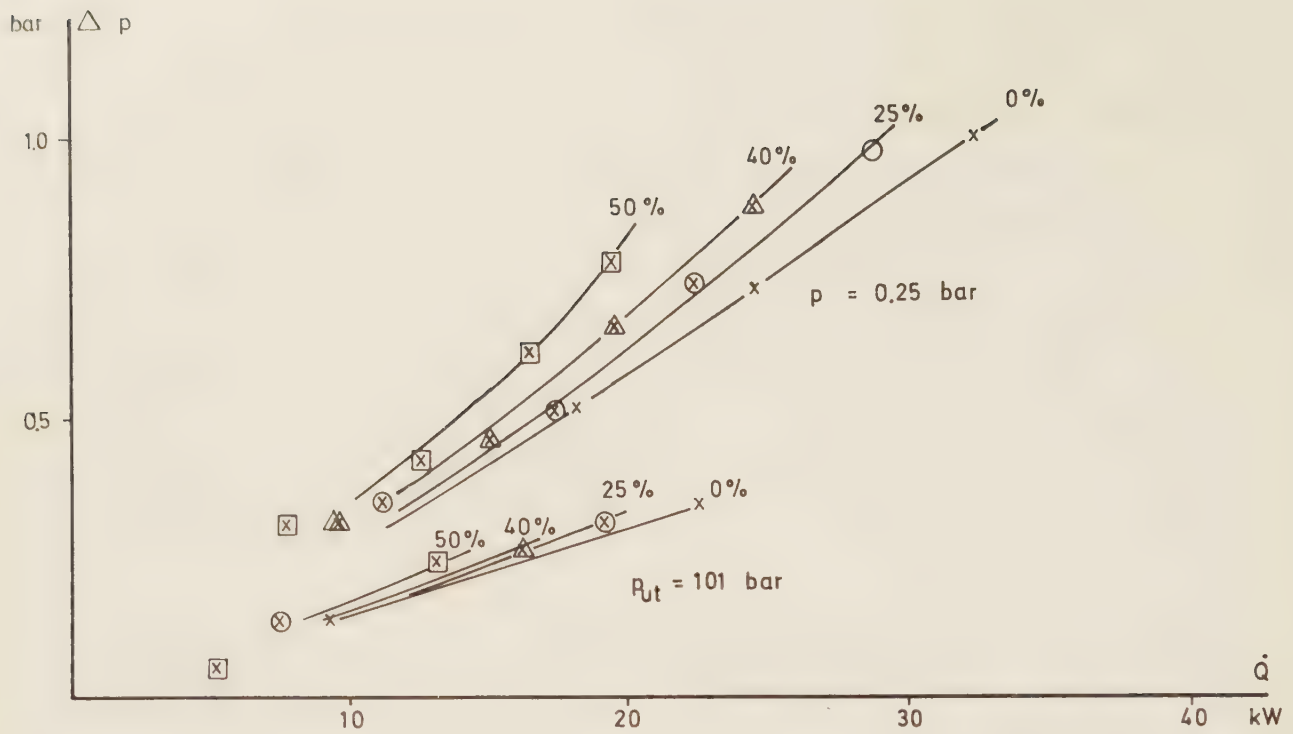


Fig 8. Tryckfall vid försök med sockerlösning $\dot{m} = 0.025 - 0.028$ kg/s.
Symboler: Se fig 7!

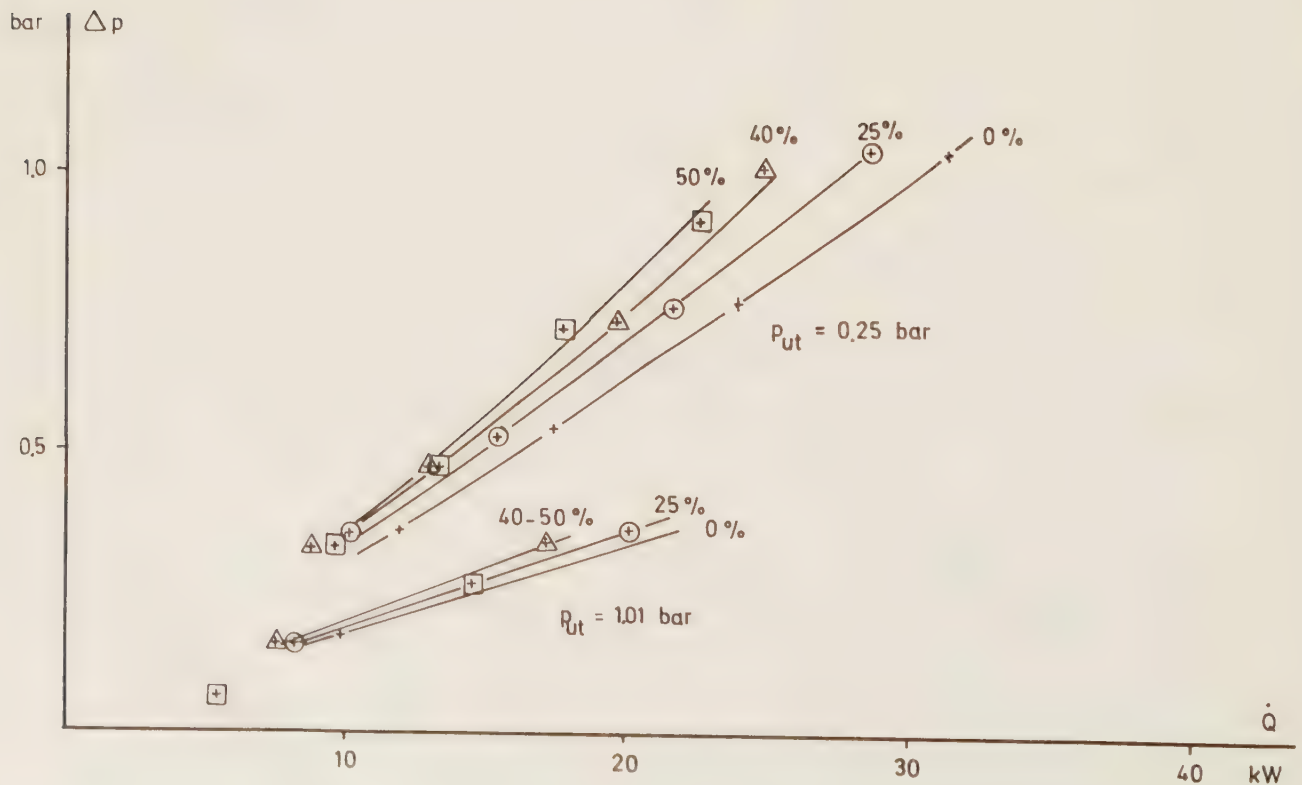


Fig 9. Tryckfall vid försök med sockerlösning $\dot{m} = 0.036 - 0.044$ kg/s.
Symboler: Se fig 7!

kris"). Härvid minskar värmeöverföringen kraftigt. (Se 5.2.4) Nedanför den punkt, där detta inträffar, måste värmeflödet öka kraftig för att den totala värmebelastningen skall kunna öka. Höga ånghalter - och därmed sekundära ångflöden - uppnås redan i början av kanalen med större totalt tryckfall som följd.

Tryckfallet vid enfasströmning ($\dot{Q} = 0$ kW) är ca 0.05 bar vilket ganska väl motsvarar den aktuella vätskepelaren. Massflödet är så lågt, att friktionstryckfallet bör vara en storleksordning lägre.

Tryckfallsresultat med sockerlösning redovisas i fig 7-9 med tillhörande vattenförsök som referens. För de två lägre flödena, för vilka jämförelse kan göras, uppvisar här dessa vattenförsök vid lågt tryck en relativt markant avvikelse (0.03 - 0.08 bar högre) från motsvarande värden i temperaturprofilförsöken. Denna experimentella felkälla har inte kunnat fastställas. Det har därför ansetts säkrast att jämföra sockerresultaten med de närmast anslutande vattenresultaten, vilket ej heller motsäges av fig 7-9. Vattenförsöken ansluter väl till sockerförsöken vid låga avdunstningar. Ökat massflöde har, som väntat, en allmänt höjande inverkan, men samspillet med koncentrationshöjningen under passagen resulterar i ökande divergens med minskande flöde hos linjerna för konstant ingångskoncentration. Med tanke på de höga utgångskoncentrationer som uppnås maximalt (ca 78%), är motsvarande maximala avvikelse (ca 40 %) relativt måttlig, vilket kommenteras närmare i kap 7.

5.1.2 Temperatur- och tryckprofiler

Tryckmätningen med instuckna kanyler och temperaturmätningen med termoelement fördelade över värmeytan ger tillsammans nyttig information om tillståndet i kokkanalen. Temperaturmätningarna avslöjar ju samtidigt det sannolika tryckförloppet.

Primärdata i form av digitalt lagrade termospänningar med ett tidsintervall av 3-4 s har reducerats till motsvarande tidsmedeltemperaturer med datorprogrammet REDUC (se bilaga 2).

Det är viktigt att kunna jämföra tryck och temperatur i samma punkt, vilket utformningen av mätutrustningen förutsatte. Avvikelser mellan uppmätt temperatur och mätningstemperatur behöver ej förklaras endast av mättekniska ofullkomligheter, utan kan bero på att termodynamisk jämvikt ej rå-

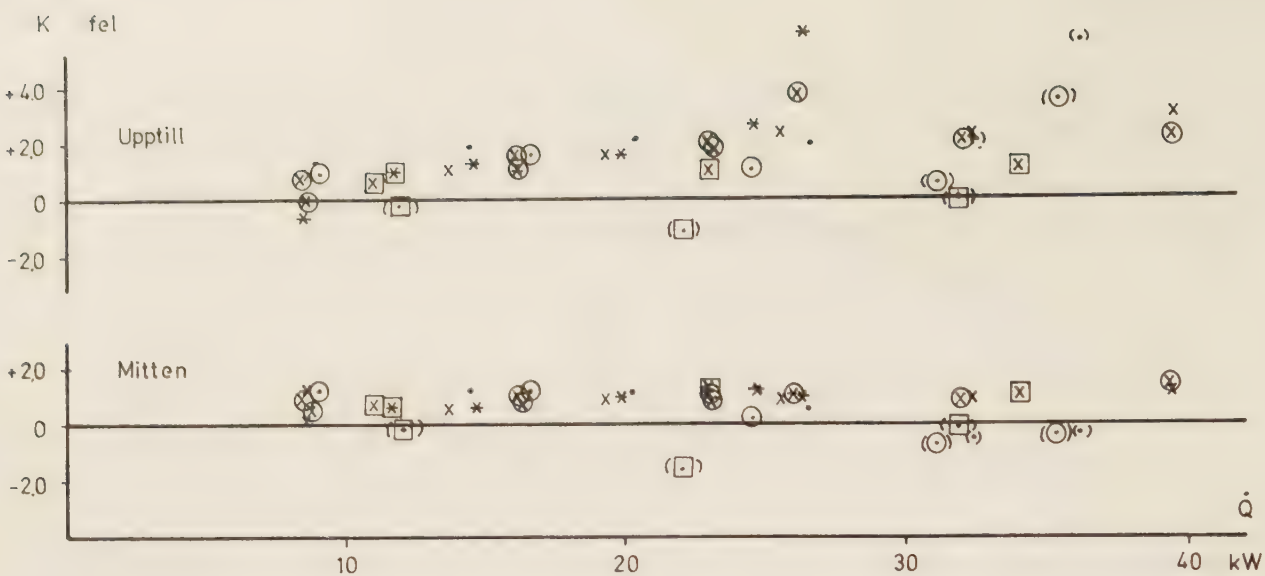


Fig 10. Avvikelse mellan uppmätt temperatur och mättningstemperatur (ur tryckmätning)
Symboler: Se fig 17!

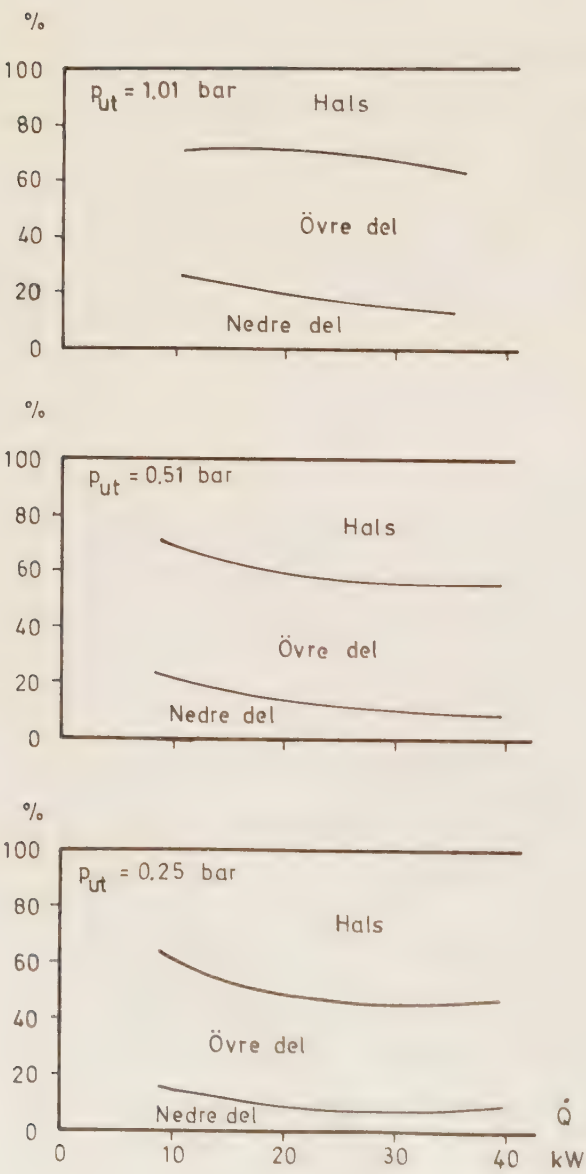


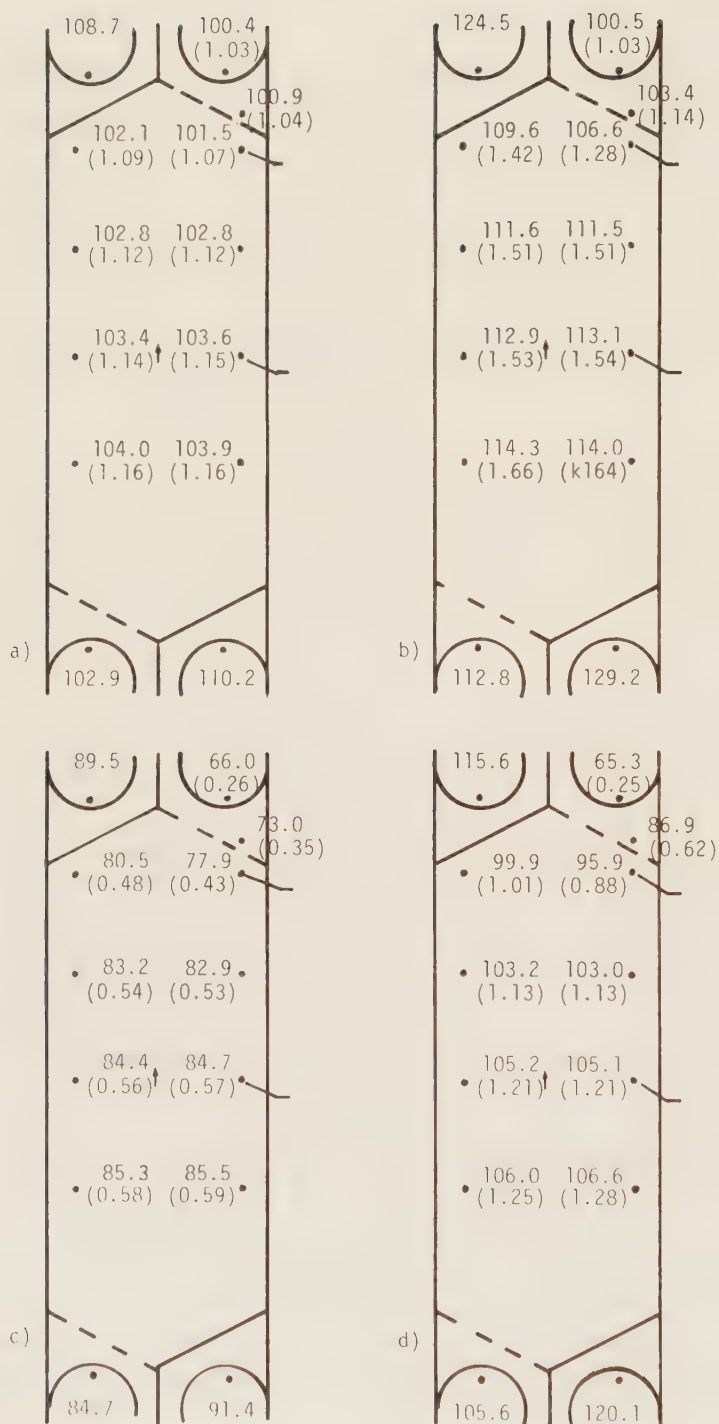
Fig 11. Tryckfallsfördelning vid försök med vatten
 $\dot{m} = 0.024$ kg/s

der. Dock bör i så fall vätskefasens temperatur registreras av termoelementen. I fig 10 redovisas denna avvikelse för de två positioner där både tryck och temperatur mätes. Bortsett från dels några försök (nr 30-36), som på goda grunder (se nedan) anses behäftade med temperaturmättningsfel, dels några försök där det extremt låga vätskefasflödet vid övre mätstället förorsakar mätbar överhettning av ångan, är överensstämmelsen god med endast en systematisk avvikelse (mätfel?) på ca 1 K för lägre positionen och något mer för den högre. Vätskefasen antar alltså mätningstemperatur. Gasfasens temperatur bestäms av ett komplicerat samspel mellan ögonblicklig kylning p g a expansion, inre friktion, värmeutbyte med vätskefas (och eventuellt torrlagd värmeyta) samt tillförsel av förångad vätskefas. Det kan anses troligt att nettoresultatet i varje punkt ej överensstämmer med rådande mätningstemperatur. Mätningarna kan ej ge klarhet i denna fråga.

Tryckmätningen, som den utformats här, ger en endimensionell bild av plattkanalen. Fördelningen av tryckfall på olika "zoner" framgår av fig 11. Zongränserna definieras ej geometriskt, utan som isobarer genom tryckmätningsspositionen.

Nedre hälften bidrar endast obetydligt till totaltryckfallet utom vid låga värmebelastningar, då den gravimetriska tryckfallskomponenten här bör ha en viss betydelse - större vid högre tryck än vid lägre. Det stora totaltryckfallet vid högre värmebelastningar och låga utloppstryck är till stor del betingat av det stora "onyttiga" strömningsmotståndet i plattkanalens hals. Som synes förbrukas vid 0.25 bar ca 55% av tryckdifferensen i halsen. Om halszonen ej hade funnits, d v s hade nedre zongränsen (isobaren) varit portens nedre rand, skulle tryckfallet reducerats i lika hög grad till priset av en obetydlig minskning av värmeytan. Den övre delen har också en betydande del av tryckdifferensen, 45-50% oberoende av värmebelastning och utloppstryck. Optimering av värmeytans geometri m a p tryckfallets temperaturdifferensslukande effekt och värmeöverföringstalet bör minska vidraget från denna zon. Den nedre delen är i detta hänseende mindre intressant. Lägre massflöde ger i stort sett samma bild så länge fukthalten i utloppet ej når mycket låga värden (ointressant ur industningssynpunkt).

Temperaturmätningarna ger en tvådimensionell, d v s en praktiskt taget fullständig bild av tryckprofilen med reservation för de fel som berörts ovan. Utöver vad som framkommit i tryckmätningarna visar några representa-



Temperaturer: °C

Tryck (inom parentes): bar

Fig 12. Representativa temperatur- och tryckpro-
filer $\dot{m} = 0.025 \text{ kg/s}$

tiva exempel (fig 12) att den "vänstra" delen (inloppssidan) av plattkanalen tämligen väl (inom 0.03 bar) följer den "högra" delen upp till position 4-5. Isobarerna är således horisontella. Högre upp inverkar utloppsportens placering, så att isobarerna går snett nedåt höger, medan strömningen tenderar att gå i normalens riktning. För fullständighets skull anges i resp portar även in- och utgående hetvattens temperatur.

Vidare noteras, att trycket i position 8 (öppna packningsspåret utmed värmeytans gräns) är - relativt sett - närmare trycket i position 6 vid lågt mottryck än vid högre. Expansionen flyttas längre ut mot porten till följd av de höga hastigheter som då uppstår i halsen. I vissa försök anses kritisk strömning föreligga (se 6.1.1).

5.1.3 Pulsationer

Vid analys av primärdata från temperaturprofilstudien bestyrktes den ljudmässiga iakttagelsen, att strömningen i kokkanalen var utsatt för fluktuationer. Den tämligen periodbundna växlingen i brusets styrka motsvarades av ganska ensartade temperatursvängningar i kokkanalen. Dessa svängningar har översatts till motsvarande trycksvängningar (exempel fig 13). Härvid kan då konstateras, att vänster- och högersidan svängde i motfas. Tryckutjämnningen i sidled underlättas inte av den här använda präglingen. Det förefaller som om mittlinjen med präglingens brytpunkter fungerar som en virtuell vägg utom allra längst upp då vänstersidans flöde tvingas över till högersidan (porten). Det är känt från kokning i parallella kanaler med förträngning upptill, att flödet varierar växelvis i kanalerna (7). Sannolikt kan plattspalten här jämföras med två diskreta kanaler som utgår från en gemensam sump. Sumpen karakteriseras av att strömningen är odefinierad till riktning och hastighet, vilket kan anses gälla i plattkanalens botten p g a låg inloppshastighet, stor tvärsnittsarea och relativt låg ånghalt.

I fig 13 är periodlängden ca 14 s, vilket väl överensstämde med hörseliakttagelserna. Mätförfarandets upplösning är en periodlängd av 6-8 s svarande mot halva samplingshastigheten. Här liksom i några andra exempel (redovisas ej) finns vissa undantag från vad som inledningsvis påståtts, vilket i något fall kan bero på en något för låg samplingshastighet men i övrigt får accepteras som "skönhetsfläckar" hos modellen. Trycksvängningarnas amplitud växer som synes mot utloppet från ett blygsamt värde (± 0.02 bar eller $\pm 1.5\%$) till mera ansevärd storlek (± 0.06 bar eller $\pm 8\%$) i den trängsta sektionen. I utloppsporten finns inga svängningar kvar, vilket förklaras av att endast en kokkanal belastar porten.

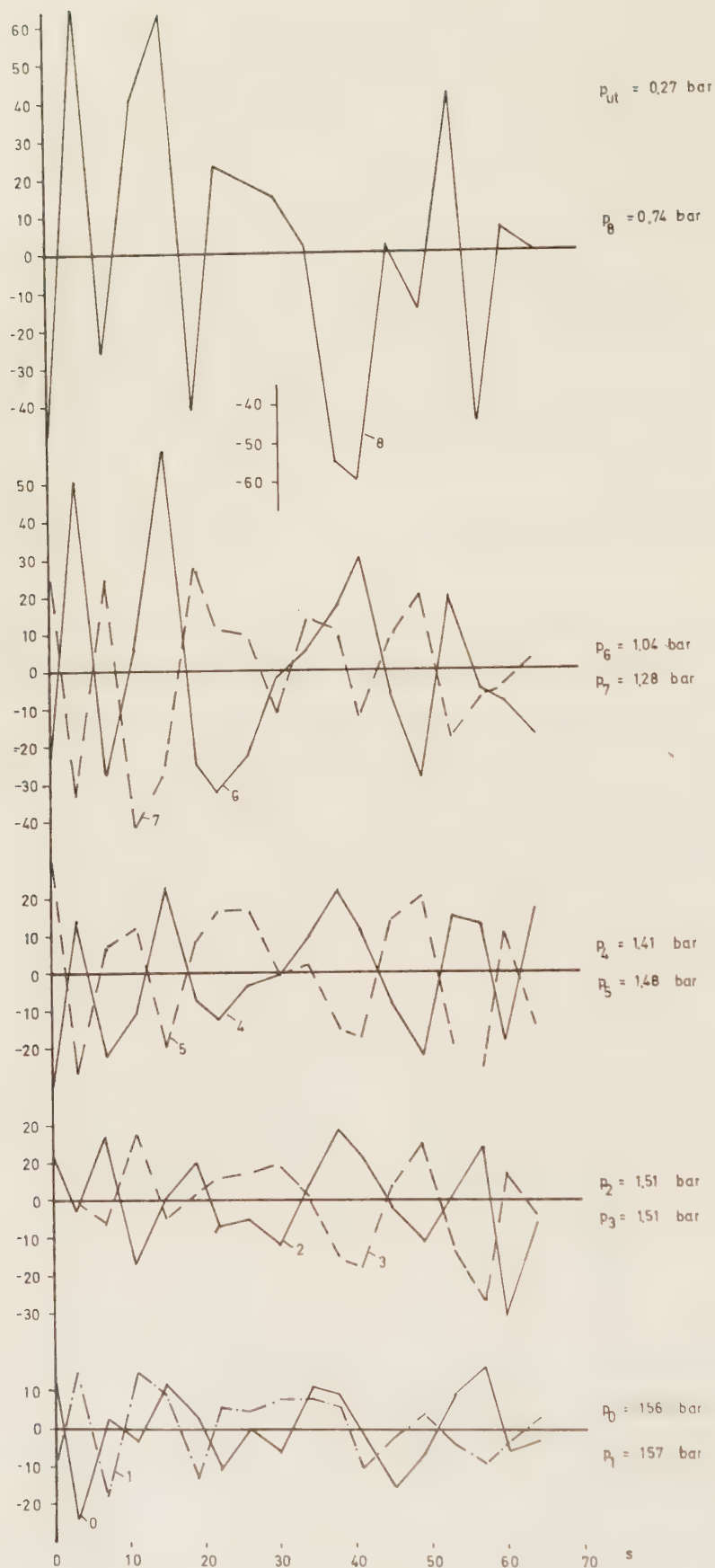


Fig 13. Tryckpulsationer.
Exempel

Pulsationernas inverkan vid indunstning av inkrustbildande lösningar är rimligtvis skadlig. Vid den periodiska nedgången av flödet sker en "överindunstning" med utfällning och eventuell nedbrytning av produkten. Vid den åtföljande flödesökningen kan den uppkomna skadan ej repareras.

5.2 Värmeöverföring

I egenskap av transportprocess brukar värmeöverföringens kinetik tecknas som en produkt av en drivande kraft - här temperaturdifferens - och en koefficient, benämnd värmekonduktivitet, värmeöverföringstal (-koefficient) eller värmegenomgångstal (-koefficient) beroende på karaktären av transportmotstånd. Värdet av detta betraktelsesätt minskar om koefficienten inte är helt eller i det närmaste oberoende av temperaturdifferensen. Vid all värmeledning och vid konvektiv värmetransport vid enfasströmning är koefficienten mycket användbar, men vid överföring till kokande tvåfasmedium (eller vid egenkonvektion) är olineariteten m a p temperaturdifferensen ofta så stor att samband av typen

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta t \quad \text{eller} \quad \dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t$$

är högst tveksamma ehuru flitigt förekommande.

Då valet av temperaturdifferens definierar värmetransportkoefficienten är alla koefficienter - utom lokalt definierade eller på dessa baserade, integralt definierade koefficienter - av godtycklig karaktär utan direkt fysikalisk förankring. I indunstningstekniken förekommer den skenbara temperaturdifferensen och det därpå definierade skenbara värmegenomgångstalet. Temperaturerna är de viktiga och enkelt mätbara mättnings temperaturerna i värmekroppens ångrum resp separatorns fria rum. Det är klart att, om tryckgradienter på primär- och/eller sekundärsida åstadkommer en starkt beroende, lokal temperaturdifferens, som komplext påverkas av olika driftsparametrar, skenbara värmegenomgångstalet endast är en räknestorhet som t ex vid beräkningar på flereffektsanläggningar dock "skenbart" underlättar behandlingen. Vid apparater med strömmande vätska som värmemedium, som fallet är här, och då ingående temperatur hos värmemediet väljes i definitionen av skenbar temperaturdifferens måste dessutom flödeshastighet specificeras. I princip kan den härur erhållna koefficienten ej användas direkt för det normalare fallet med kondenserande ånga som värmemedium.

Trots de här angivna principiella invändningarna mot koefficientbegreppet och i synnerhet mot skenbara värmegenomgångstalet kommer värmetransportdata att redovisas med hjälp av koefficienter. Förutom praxisskäl talar vissa andra omständigheter för detta tillvägagångssätt, vilket framgår av redovisningen.

Beräkning av lokala värmeöverförings- eller värmegenomgångstal i experimenten eller motsvarande integrala medelvärden för hela värmeytan, förutsätter dels kännedom om lokala temperaturer eller åtminstone möjlighet att erhålla dessa ur en uppskattad tryckprofil, dels kännedom om lokala värmeflöden.

Vid temperaturprofilförsöken finns det möjlighet att direkt beräkna ett "vägt" värmegenomgångstal och motsvarande värmeöverföringstal på basis av en medeltemperaturdifferens. Vid övriga försök är uppskattning av tryckprofilen nödvändig i varje enskilt fall. Osäkerheten härvidlag har föranlett, att detta ej har genomförts.

5.2.1 Skenbart värmegenomgångstal

Några av de invändningar, som kan resas mot storheten skenbart värmegenomgångstal i seriös redovisning av värmetransportdata, har ej så stor tyngd för den här aktuella apparaten.

I fig 14-15 presenteras skenbart värmegenomgångstal k_s som funktion av värmeeffekt $\dot{Q}$. I fig 14 är en stor mängd vattenförsök medtagna och i fig 15 är alla sockerförsök med anslutande vattenförsök medtagna. Det framgår av diagrammen att utom för låga värmebelastningar, k_s faktiskt är en svag funktion av $\dot{Q}$ (och Δt_s). Vidare medför utnyttjandet av utloppstemperaturen på koxsidan i definitionen av temperaturdifferensen, att kritisk strömning i utloppet ger en förutsägbar variation hos k_s med utloppstrycket vid oförändrad hetvattentemperatur, ty

$$k_s = \dot{Q} / A(t_{hv} - t_{ut})$$

och $\dot{Q}$ är i detta fall oberoende av t_{ut} varför $k_s = \text{konst} / (t_{hv} - t_{ut})$ för givet t_{hv} .

För både vatten och sockerlösning är k_s flödesoberoende, så när som på riktigt låga flöden med sockerlösning, där den höga slutkoncentrationen

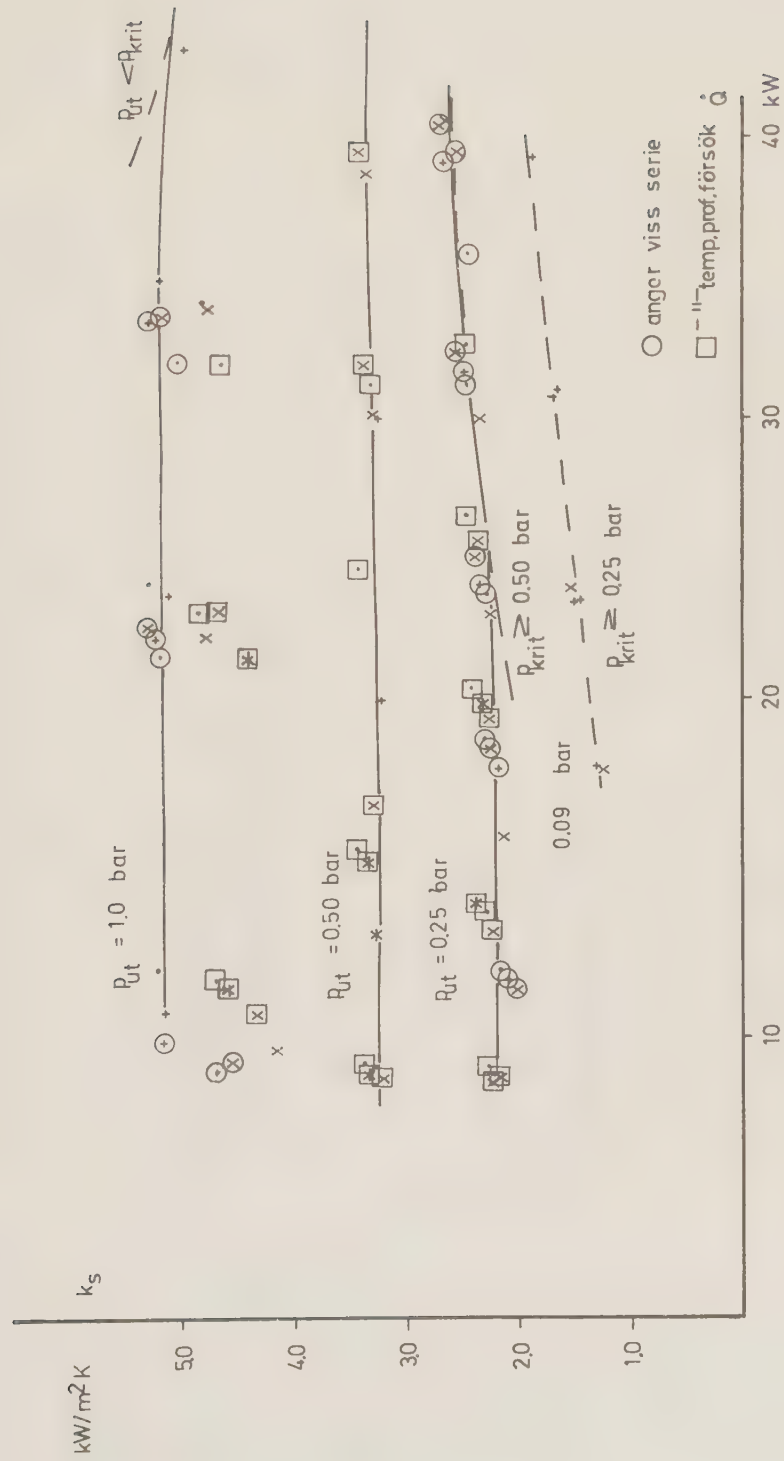


Fig 14. Skenbart värmeomgångstal vid försök med vatten

Symboler: Se fig 6 $\dot{m} = 0.036 \text{ kg/s}$



Fig 15. Skenbart värmeomgångstal vid försök med sockerlösning
Symboler: Se fig 6 och 7

vid större värmebelastningar tar ut sin rätt (streckade linjer i fig 15). Även försök med "vätningsskris" ger lägre värden.

Temperaturprofilförsöken (och några till) ger vid atmosfärstryck i utloppet lägre värden än övriga försök. Känsligheten för mätfel är särskilt stor vid dessa höga k_s -värden (små Δt_s) men någon helt tillfredsställande förklaring till denna avvikelse har ej kunnat ges. Förutom av det större antalet punkter (från olika serier) styrkes den högre nivån av nedanstående utläggning.

Om det råder kritisk strömning i utloppet för något försök, skall enligt vad tidigare sagts k_s sjunka till ett förutsägbart värde vid en sänkning av utloppstrycket. Med utgångspunkt från 0.50-bars-linjen kan en teoretisk linje (streckad i fig) ritas för en sänkning till 0.25 bar och från 0.85 bars-linjen till 0.09 bar. Om försökspunkterna vid det lägre trycket faller på denna teoretiska linje, råder kritisk strömning vid det högre trycket och alla lägre tryck. Kritiska förhållanden skall då gälla för $\dot{Q} > 26$ kW vid 0.50 bar och $\dot{Q} > 17$ kW (högst) vid 0.25 bar och lägre. Osäkerheten beträffande 1.0 bars-linjen kan reduceras, ifall det utifrån 0.50-bars-linjen (kritiskt vid högre effekter) konstrueras en tänkt linje för kritiska förhållanden vid 1.0 bar. Den valda linjen med sina punkter ansluter väl till den tänkta linjen.

Viskositetsinflytandet på k_s -värdet följer ett intressant mönster (fig 15). Vid låga värmebelastningar (liten koncentrationshöjning) växer k_s mer eller mindre brant från de låga värden som gäller vid enfasströmning ($\dot{Q} = 0$). Denna zon antyds bara i fig 14 vid trycket 1.0 bar. Dessutom är k_s oberoende inte bara av flöde men även av ingångskoncentration upp till en nivå som bestäms av denna koncentration. Den goda värmeöverföringen som manifesteras vid högre utloppstryck, då motståndet i utloppet är mindre märkbart, även vid högre koncentrationer är notabel.

5.2.2 "Vägt" värmegenomgångstal

Vid varje typ av värmetransportkoefficient är det alltid nödvändigt att definiera en temperaturdifferens. Införes en i någon mening vägd koefficient måste samhörande temperaturdifferens vara ett integrerat medelvärde av den lokala temperaturdifferensen m a p någon löpande storhet, geometrisk eller energimässig.

Vilket behov fyller då en på detta sätt vägd värmetransportkoefficient? Den ger en mera rättvisande bild av själva värmeytans prestationsförmåga, i synnerhet vid stora temperaturgradienter på någondra sidan. I första hand kan tryckfallets temperaturdifferensinverkan på koksidan elimineras, vilket är värdefullt bl a för konstruktion av ny värmeyta.

I temperaturprofilförsöken är koksidans temperaturbild väl kartlagd. Temperaturprofilen har omräknats till en endimensionell form. För beräkning av vägt värmegenomgångstal erfordras även temperaturprofilen på hetvattensidan, men denna har ej uppmätts utan måste uppskattas ur inlopps- och utloppstemperatur. Då dessa temperaturer är relativt nära varandra, kan en linjär approximation anses vara försvarbar. Det lokala värmeflödet är ej känt, varför temperaturdifferensen har integrerats numeriskt m a p genomlöst värmeyta. Bearbetningen har gjorts med datorprogrammet PLATESIM 1 (se bilaga 3).

Resultatet framgår av fig 16. Det vägda värmegenomgångstalet k_m har ävenledes getts som funktion av värmeeffekten. De 3 massflöden som undersökts separerar tydligt. Markant med detta värmegenomgångstal är utloppstryckets

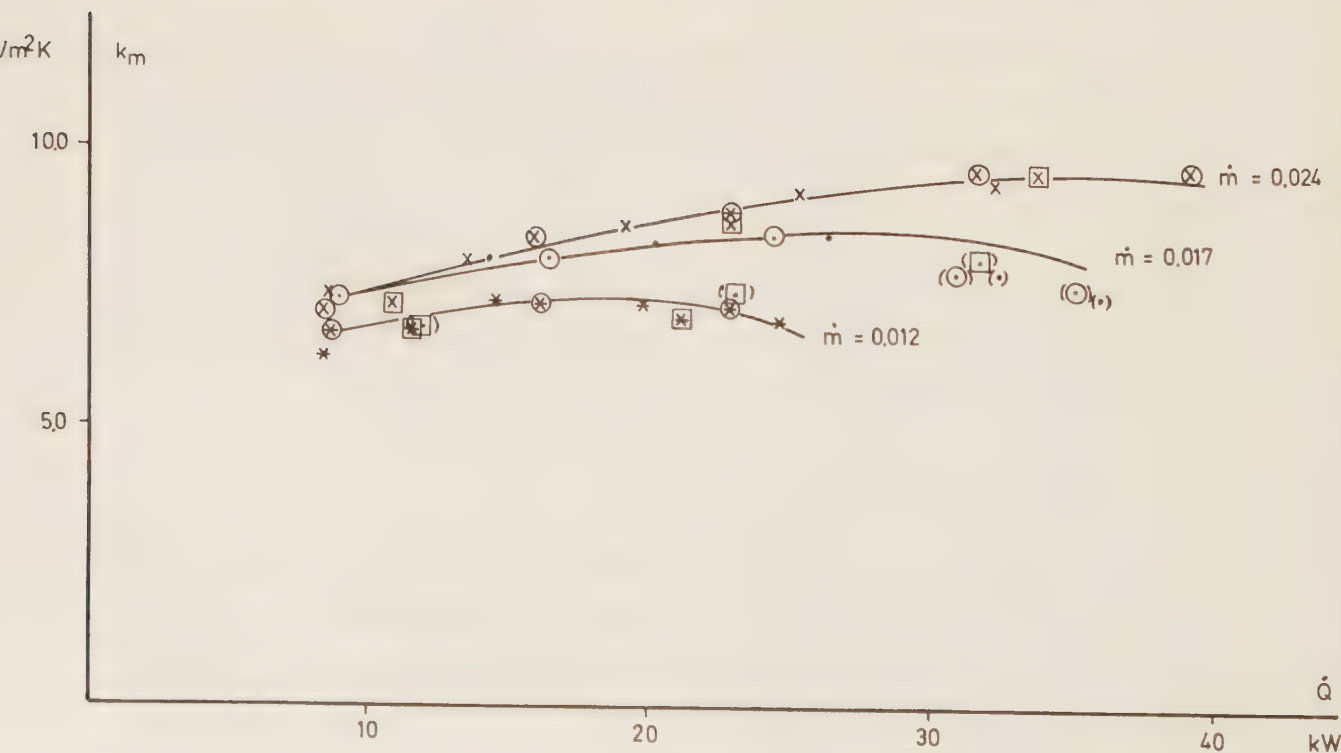


Fig 16. Värmegenomgångstal (vägt) på koksidan vid försök med vatten (temp profilförsök)

Symboler: Se fig 17

ringa inverkan. Som väntat är det totala värmetransportmotståndet i genomsnitt mycket lågt i denna apparatur - i varje fall vid indunstning av vattenlika lösningar. Beroendet av värmebelastningen hos k_m är tydligt, om än inte dramatiskt, i det undersökta intervallet. Vid låga värmebelastningar är kurvorna självklart brantare. Försök 30-36 har markerats särskilt. Den anomali, som upptäckts i fig 10, tycks vara ett temperaturmätfel i kanalen, vilket ger för stort Δt och därmed för lågt k_m -värde. Ytterligare analys följer i samband med att koksidas värmeöverföringsegenskaper behandlas nedan.

5.2.3 Hetvattensidan

Värmetransportmotståndet eller snarare dess omvändning - värmeöverföringstalet - vid enfasströmning i en plattkanal bildad av korrugerade plåtar följer ett samband av Dittus-Boelter-typ (8, 9, 10) d v s

$$Nu = a Re^b Pr^c$$

Konstanterna, speciellt a och b , är unika för varje plattmönster och kan endast undantagsvis uppskattas ur allmänna värmeöverföringssamband, exempelvis för strömning tvärs ett tubknippe (11). Tillverkaren (AB Alfa-Laval) har på begäran presenterat konstanter för den aktuella platttypen. Då viss spridning kan uppstå på grund av pressverktygets kondition, olika inspänning av plattor i stativ, förekomst av försmutsning på ytan mm är det för säker uppskattning nödvändigt att experimentellt bestämma dessa konstanter, i varje fall a och b , i den för kokexperiment monterade värmeväxlaren.

Det lokala värmeöverföringstalet varierar starkt med läget i "mönstercellen" (kap 2), vilket utretts för den aktuella platttypen av Kullendorff (12), men i viss mån även med det "makroskopiska" läget. Det är därför, men även p g a den ringa vägg tjockleken, svårt att mäta en adekvat väggtemperatur. Då det i alla fall är koksidan, som är av primärt intresse erfordras egentligen endast ett operationellt värmeöverföringstal α_{hv} . Ett sådant erhålles lämpligen med en Wilsojteknik som ger ett användbart medelvärde för hela värmeytan. Den klassiska Wilsonmetoden (13), förutsätter konstanthållning - i möjligaste mån - av de storheter som bestämmer värmeöverföringstalet på den sida som studeras. Dessa storheter omfattar tillståndet i den ifrågasvarande kanalen, men även i regel väggtemperaturen. På den andra sidan förutsättes vätskeströmning med rent konvektiv värmeöverföring och känt hastighetsbeorende. Dessutom antas väggmotståndet vara konstant och känt.

Nackdelen med att använda ett enkelt Wilsonförfarande vid själva indunstningsförsöken är, förutom att varje egentlig försökspunkt måste vara resultatet av ett antal delförsök med olika hetvattenflöden, att villkoren för konstanthållning på koxsidan ej går att uppfylla - särskilt inte vid låga värmebelastningar.

Ett principiellt sätt att frånga vissa av problemen med den enkla Wilson-metoden, har angetts av Briggs & Young (14) med detaljerad beskrivning för tubvärmewäxlare. Villkoret i den ursprungliga metoden, att alla övriga variabler skall vara konstanta vid varierandet av hastigheten på ena sidan, är teoretiskt omöjligt att uppfylla men ofta även approximativt svårt att uppfylla p g a praktiska svårigheter. Den nya metoden förutsätter dock kännedom om uttrycken för de båda värmeöverföringstalens beroende - med undantag för koefficienterna - av olika variabler. I en mera avancerad form kan ytterligare en konstant vara okänd. Sambandet mellan k -värde och övriga storheter kan överföras på en linjär form. Konstanterna i denna ekvation bestäms genom regression, som för den avancerade formen göres i ett iterativt förfarande. Metoden lämpar sig väl för datorbearbetning.

Genom att göra en särskild Wilsonserie med enfasströmning på båda sidor och bearbeta data enligt den nya metoden har koefficienten - samma värde har antagits gälla på båda sidor - i värmeöverföringsekvationen för enfasströmning bestämts. Härigenom har erhållits en förhållandevis säker metod att uppskatta värmeöverföringstalet på hetvattensidan i indunstaren. Ekvationen lyder

$$\alpha_{hv} = .371 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{G d}{\mu} \right)^{.667} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{.33}$$

Alfa-Laval anger för koefficienten värdet .375.

Vid indunstningsförsöken har flödet avsiktligt varit så stort, att dels α -värdet legat högt (40-50 000 W/m²K), för att koxsidans motstånd skall framträda tydligare, och dels temperaturfallet varit så ringa som möjligt.

5.2.4 Koxsidan

Förutsättning finns nu att beräkna ett "vägt" värmeöverföringstal på koxsidan α_m ur motsvarande värmegenomgångstal k_m . α_m definieras ur sambandet

ringa inverkan. Som väntat är det totala värmetransportmotståndet i genomsnitt mycket lågt i denna apparatur - i varje fall vid indunstning av vattenlika lösningar. Beroendet av värmebelastningen hos k_m är tydligt, om än inte dramatiskt, i det undersökta intervallet. Vid låga värmebelastningar är kurvorna självklart brantare. Försök 30-36 har markerats särskilt. Den anomali, som upptäckts i fig 10, tycks vara ett temperaturmätfel i kanalen, vilket ger för stort Δt och därmed för lågt k_m -värde. Ytterligare analys följer i samband med att koxsidans värmeöverföringsegenskaper behandlas nedan.

5.2.3 Hetvattensidan

Värmetransportmotståndet eller snarare dess omvändning - värmeöverföringstalet - vid enfasströmning i en plattkanal bildad av korrugerade plåtar följer ett samband av Dittus-Boelter-typ (8, 9, 10) d v s

$$Nu = a Re^b Pr^C$$

Konstanterna, speciellt a och b , är unika för varje plattmönster och kan endast undantagsvis uppskattas ur allmännare värmeöverföringssamband, exempelvis för strömning tvärs ett tubknippe (11). Tillverkaren (AB Alfa-Laval) har på begäran presenterat konstanter för den aktuella platttypen. Då viss spridning kan uppstå på grund av pressverktygets kondition, olika inspanning av plattor i stativ, förekomst av försmutsning på ytan m m är det för säker uppskattning nödvändigt att experimentellt bestämma dessa konstanter, i varje fall a och b , i den för kokexperiment monterade värmeväxlaren.

Det lokala värmeöverföringstalet varierar starkt med läget i "mönstercellen" (kap 2), vilket utretts för den aktuella platttypen av Kullendorff (12), men i viss mån även med det "makroskopiska" läget. Det är därför, men även p g a den ringa vägg tjockleken, svårt att mäta en adekvat väggtemperatur. Då det i alla fall är koxsidan, som är av primärt intresse erfordras egentligen endast ett operationellt värmeöverföringstal α_{hv} . Ett sådant erhålles lämpligen med en Wilsonteknik som ger ett användbart medelvärde för hela värmeytan. Den klassiska Wilsonmetoden (13), förutsätter konstanthållning - i möjligaste mån - av de storheter som bestämmer värmeöverföringstalet på den sida som studeras. Dessa storheter omfattar tillståndet i den ifrågasvarande kanalen, men även i regel väggtemperaturen. På den andra sidan förutsättes vätskeströmning med rent konvektiv värmeöverföring och känt hastighetsberoende. Dessutom antas väggmotståndet vara konstant och känt.

Nackdelen med att använda ett enkelt Wilsonförfarande vid själva indunstningsförsöken är, förutom att varje egentlig försökspunkt måste vara resultatet av ett antal delförsök med olika hetvattenflöden, att villkoren för konstanthållning på koxsidan ej går att uppfylla - särskilt inte vid låga värmebelastningar.

Ett principiellt sätt att frånga vissa av problemen med den enkla Wilson-metoden, har angetts av Briggs & Young (14) med detaljerad beskrivning för tubvärmewäxlare. Villkoret i den ursprungliga metoden, att alla övriga variabler skall vara konstanta vid varierandet av hastigheten på ena sidan, är teoretiskt omöjligt att uppfylla men ofta även approximativt svårt att uppfylla på praktiska svårigheter. Den nya metoden förutsätter dock kännedom om uttrycken för de båda värmeöverföringstalens beroende - med undantag för koefficienterna - av olika variabler. I en mera avancerad form kan ytterligare en konstant vara okänd. Sambandet mellan k -värde och övriga storheter kan överföras på en linjär form. Konstanterna i denna ekvation bestämmas genom regression, som för den avancerade formen göres i ett iterativt förfarande. Metoden lämpar sig väl för datorbearbetning.

Genom att göra en särskild Wilsonserie med enfasströmning på båda sidor och bearbeta data enligt den nya metoden har koefficienten - samma värde har antagits gälla på båda sidor - i värmeöverföringsekvationen för enfasströmning bestämts. Härigenom har erhållits en förhållandevis säker metod att uppskatta värmeöverföringstalet på hetvattensidan i indunstaren. Ekvationen lyder

$$\alpha_{hv} = .371 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{G d}{\mu} \right)^{.667} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{.33}$$

Alfa-Laval anger för koefficienten värdet .375.

Vid indunstningsförsöken har flödet avsiktligt varit så stort, att dels α -värdet legat högt (40-50 000 W/m²K), för att koxsidans motstånd skall framträda tydligare, och dels temperaturfallet varit så ringa som möjligt.

5.2.4 koxsidan

Förutsättning finns nu att beräkna ett "vägt" värmeöverföringstal på koxsidan α_m ur motsvarande värmegenomgångstal k_m . α_m definieras ur sambandet

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{hv}}$$

där allt utom α_m är känt eller kan beräknas. Resultatet, som erhållits med PLATESIM 1, framgår av fig 17. Spridningen är naturligtvis större än i fig 15 beroende på "förstoringen" av de defekter som redan finns i fig 15. Både mätfel, naturlig spridning och definition av k_m och α_m spelar härvid in.

Inverkan av massflödet är här mycket tydlig. Sannolikt förorsakar en av massflödet beroende insats av "vätningsskris", en drastisk minskning av det lokala värmeöverföringstalet i övre delen av kanalen via stora värmebelastningar, vilket i sin tur bör åstadkomma ett förlopp av den art som erhållits i fig 17. Kurvornas maxima kan tas som ett något godtyckligt men konsekvent kriterium för effektiv "vätningsskris". Den streckade linjen är orten för dessa maxima. Värmebelastningsberoendet - vid god vätning - är mycket tydligt. Anmärkningsvärt är de höga α -värden som kan uppnås för vatten. Den minskning av k_s -värden i förhållande till vattendata, som noterats för sockerlösningar måste bero på en betydligt större minskning av motsvarande α_m -värden.

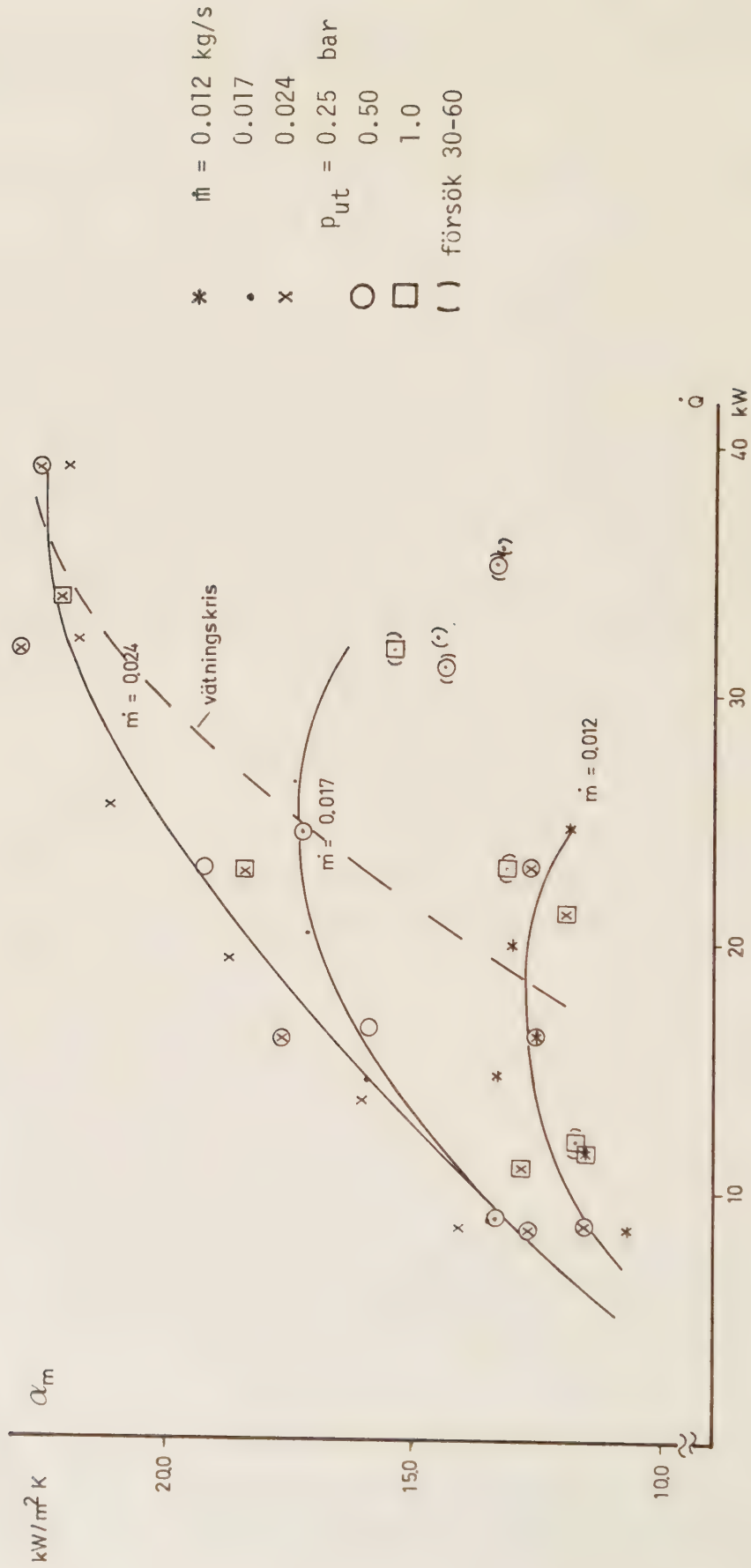


Fig 17. Värmeöverföringstal (vägt) på koksidan vid försök med vatten
(temp profilförsök)

6. TVÄFASSTRÖMNING I PLATTKANAL. DATORSIMULERING

Tväfasströmning som fysikaliskt fenomen är ännu inte helt klarlagd, trots stora insatser - inte minst inom atomreaktorteknologin - under efterkrigstiden. Lockharts och Martinellis (15) banbrytande insatser på 40-talet resulterade inte bara i empiriska korrelationer för tryckfall och hålrumsfraktion ("void") vid strömning i horisontella rör, utan även i ett koncept - på fysikalisk grund - för hantering av tvåfasproblematiken. Med utgångspunkt från enfasströmningstryckfall, $(\Delta p/\Delta l)_G$ och $(\Delta p/\Delta l)_L$ gällande respektive fas strömmande ensam i kanalen, definierades Martinelli-parametern

$$X = \frac{(\Delta p/\Delta l)_L}{(\Delta p/\Delta l)_G}$$

som fick stor användning inte bara i senare tryckfalls- och hålrumsfraktionskorrelationer utan även vid korrelering av konvektiva värmeöverföringsdata. Både vid tryckgradient och värmeöverföringstal uttrycktes resultatet i regel i form av en tvåfasmultiplikator.

$$\frac{(\Delta p/\Delta l)}{(\Delta p/\Delta l)_L \text{ e1 } G} \equiv \phi_L^2 \text{ e1 } G \quad \text{respektive} \quad \frac{\alpha}{\alpha_L} \equiv F$$

Metodiken har framtagits och upprepade gånger verifierats för raka rör eller andra "släta", raka kanaler även vertikalt orienterade (om gravimetriska effekter frånräknas). Tväfasströmning i plattvärmväxlare med präglade mönster har - såvitt författaren till detta arbete känner till - inte behandlats teoretiskt i litteraturen. Här har prövats en väg att, utifrån kända eller experimentellt framtagna samband för enfasströmning i plattkanalen och utnyttjande gängse tvåfasmetodik, uppskatta tryckgradient och värmeöverföringstal vid tvåfasströmning i samma kanal.

6.1 Tryckfall

Tryckfall vid enfasströmning i plattvärmväxlare är ganska väl behandlat i litteraturen (16, 17). Både lokala gradienter och totaltryckfall korreleras med samband av typen

$$\Delta p = \xi \frac{m^2 v}{2 a^2} \quad \text{där } \xi \text{ är motståndskoefficienten och } a \text{ tvärsnittsarean}$$

$$\xi = C \text{ Re}^{-n}$$

Ofta sättes $\frac{\xi}{2 a^2} = F_p$ där F_p kallas tryckförlustfaktor.

C och n beror av präglingmönster, av om lokalt eller integralt värde avses samt av strömningsregim. För parallellmönstrad platta har Mollenhauer (11) visat, att konstanterna och valet av karakteristisk längd kan erhållas genom analogi med strömning tvärs ett tubknippe. För fiskbensmönstrade plattor har föreslagits analogi med fyllkroppsbädd p g a kanalens cellliknande struktur (19).

Även om möjligheter att uppskatta strömningsmotstånd i en plattkanal utifrån allmänna principer är av stort värde vid utveckling av traditionella plattvärmeväxlare, måste ändå här prioriteras framtagning av metoder, som kan uppskatta tvåfasströmningsmotstånd på basis av enfasströmningsdata för samma kanal. Den här undersökta plattans egenskaper vid enfasströmning är väldokumenterade. Dock har det ansetts vara väsentligt, att just de plattor - och i samma montering - som användes i kokförsöken undersöktes vid ren vätskeströmning (vatten), för att jämförelsen, även med hänsyn till eventuella systematiska mätfel, skulle bli så rättvis som möjligt. Tryckfallet mättes dels mellan tryckkuttagen (punkt 2 resp 6) dels mellan övre tryckkuttag (punkt 6) och utloppsporten. Mätningarna skedde i samband med Wilsonförsöken, varför tämligen höga vätskeflöden kunde användas.

För totaltryckfallet anger Alfa-Laval

$$F_p = 1.385 \cdot 10^9 \cdot Re^{-0.10} \quad \text{för } Re \geq 850$$

$$F_p = 2.456 \cdot 10^9 \cdot Re^{-0.18} \quad \text{för } 100 \leq Re \leq 850$$

$$\text{där } Re = \frac{u_m d_h}{\nu}$$

$$\text{Med } u_m = \frac{\dot{m} \nu}{a_m} \quad \text{fås } Re = \frac{\dot{m} d_h}{\mu a_m} \quad (\text{angående } d_h \text{ och } a_m \text{ se bilaga 1})$$

Om det relativt ringa Re-inflytandet (stora Re-tal) försummas, är ξ (och F_p) en konstant. I skrovliga rör och i olika stryporgan (strypfläns, ventil etc) är F_p konstant vid turbulent strömning. Överhuvudtaget när tröghetskrafter dominerar reduceras Re-talets inflytande.

Uppritas p mot m^2 erhålles, om F_p är konstant, en rät linje. I fig 18 har detta gjorts för sträckan mellan de två tryckkuttagen, d v s övre delen av den fullbreda värmeytan. Tryckförlustfaktorn för denna sträcka fås till

$$(F_p)_{2-6} = 2.19 \cdot 10^8 \quad m^{-4}$$

Detta värde utnyttjas för framtagning av en specifik (per längdenhet) tryckförlustfaktor för fullbred kanal

$$(F_p)_{spec} = 1.18 \cdot 10^9 \quad m^{-5}$$

Lineariteten är tillfredsställande. Ur fig 19 erhålles på motsvarande sätt tryckförlustfaktorn i halsen, fr o m en linje genom punkterna 6 och 7

$$(F_p)_{hals} = 4.8 \cdot 10^{-9} \quad m^{-4}$$

Anm. Tryckförlustfaktorn för hela kanalen får då, om inloppshalsen jämföras med utloppshalsen, värdet $5.40 \cdot 10^8 \quad m^{-4}$. Enligt Alfa-Lavals formel är värdet $5.6 - 6.7 \cdot 10^8 \quad m^{-4}$ i Re-området 1500-8000.

Det gäller nu att finna en metod, som på basis av enfasströmningsegenskaper tillfredsställande uppskattar den lokala tryckgradienten (eventuellt m h a tvåfasmultiplikator) vid förångning i plattkanalen. Tillsvidare bortses från gravimetriska effekter.

6.1.1 Teorier

Tvåfasströmning i plattkanaler kan, beroende på präglingens art, antas vara analog med strömning i skrovliga tuber, tuber med insatser av olika slag eller stryporgan. Tuber med stor skrovlighet har behandlats framgångsrikt med samma metodik som tuber med ingen eller ringa skrovlighet. Således kan Lockhart-Martinellis korrelation användas för tvåfasmultiplikatorn med beaktande av att Δp_G och Δp_L avser skrovlig tub. Omslaget till turbulent strömning för någondera fasen påverkas, om skrovligheten har betydande storlek i förhållande till kanaldimensionerna (Jämför den typiska plattvärmeväxlaren). Det har visat sig (ex 20) att vissa "turbulenshöjande" insatser, (ex plåtspiral) kan hanteras med samma funktionella samband för tvåfasmultiplikatorn - åtminstone för turbulent-turbulentfallet - som gäller utan insats. Även spiralvridna tuber hör

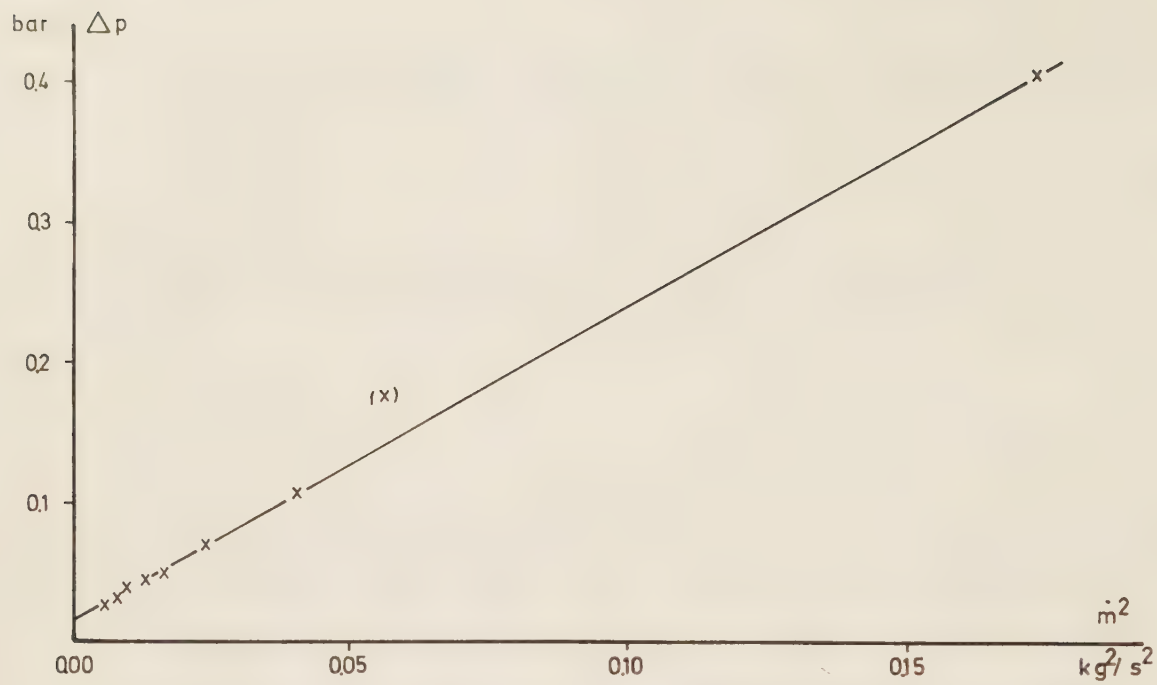


Fig 18. Tryckfall i övre delen vid enfasströmning (ur Wilsonförsök)

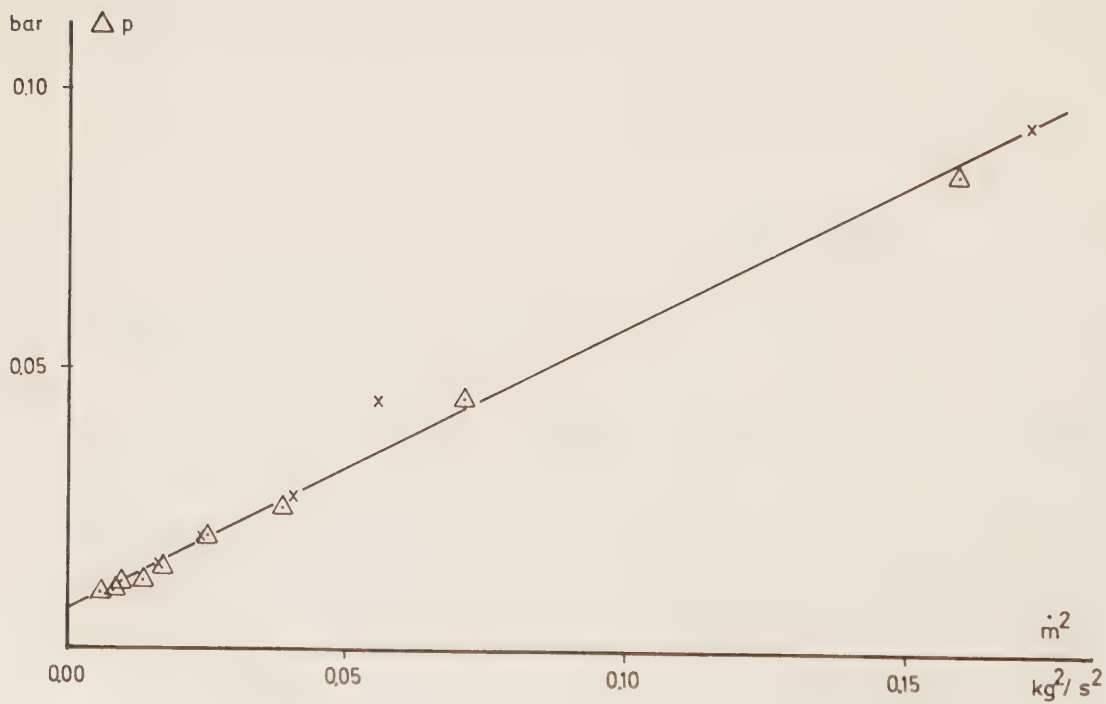


Fig 19. Tryckfall i hals vid enfasströmning (ur Wilsonförsök)

till denna kategori (21, 22). I stryporgan såsom munstycken och strypflänsar har tidigare i brist på bättre alternativ tryckfallet beräknats med homogen teori, vilket ger dålig överensstämmelse vid medelstora ånghalter och låga tryck (22) eller med ekvivalent rörlängd från enfasströmning, vilket normalt underskattar tryckfallet vid tvåfasströmning (23). Två moderna förfaranden vid stryporgan med anspråk på fysikalisk "sundhet" och därmed tämligen generell giltighet är Heckles (22) och Chisholms (ex 24, 25). Heckle baserar sin metod på "ekvivalenta tätheten", som beror av proportionerna mellan accelerations- och friktionseffekter i stryporganet. Om ekvivalent volymitet v_{ekv} , införes i stället för ekvivalent täthet gäller

$$v_{ekv} = v_{2i} \left(A + B \frac{v_{hm}}{v_{2i}} - C \cdot \frac{v_{2i}}{v_{2h}} \right) ; \quad A + B - C = 1$$

där

$$v_i = \frac{x^2 v_G}{R_G} + \frac{(1-x)^2 v_L}{R_L} \quad (\text{impulsvolymiteten})$$

och

$$v_h = x v_G + (1 - x) v_L \quad (\text{homogenvolymiteten})$$

Index 2 anger värde efter strypning.

R_G är hålrumsfraktionen och $R_L = 1 - R_G$. R_G måste normalt uppskattas med någon korrelation.

Konstanterna A, B och C är mått på accelerations-, friktions- respektive återvinningseffekter i stryporganet i fråga och erhålles ur enfasströmningsdata. v_{ekv} behandlas som en pseudohomogen täthet, vilket medför

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\dot{m}^2}{a} \cdot v_{ekv}$$

där ξ är motståndskoefficienten (ur enfasdata). För höga och mycket låga ånghalter anses gälla $v_{ekv} \approx v_h$, vilket är välkänt.

Chisholm bygger vidare på Lockhart-Martinellis tankegångar beträffande separerad strömning. Emellertid medtages friktionen mellan faserna, en svaghet hos L-M, vilket trots svårigheter att uppskatta denna, medför att metoden inte bara beskriver verkligheten bättre för släta kanaler utan har förutsättning att modellera stryporgan, där fasfriktionen är väsentligt större än väggfriktionen, på ett tillfredsställande sätt. För

strypporgan vid inkompressibel strömning ger modellen följande resultat

$$\phi_G^2 = 1 + CX + X^2$$

$$\text{där } X = \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{v_L}{v_G} \right)^{0.5}$$

$$\text{och } C = Z + \frac{1}{Z} \quad \text{med } Z = \frac{1+S_R(a_G/a_L)}{1-S_R}$$

S_R är ett mått på skjuvkraften mellan faserna.

För $S_R = 0$ erhålles således $C = 2$, vilket betyder (teoretiskt) $C \geq 2$.

Empiriskt har konstaterats, att C (och därmed Z) är en konstant, vars värde beror av stryporganets art (24). För munstycken anges $C = 14$ och för strypflänsar och venturirör $C = 5.3$. Högre värde betyder större friktion mellan faserna.

Även för strömning i raka tuber har, enligt samma resonemang och under förutsättning av Re -oberoende friktionsfaktor (skrovlig vägg), erhållits samma ekvation för ϕ_G (26). Tidigare har Chisholm (27) funnit att kurvor för ϕ_G (och ϕ_L) kan beskrivas väl med hjälp av olika värden hos C , trots att väggen ej är skrovlig. För turbulent strömning av båda faserna är $C = 20$. Teorin för separerad strömning kan utnyttjas för att på semiempirisk väg införa massflödesinflödesinflytandet, vilket onekligen finns, via konstanten C (28). Dock har endast höga tryck behandlats på detta sätt.

Trots att Heckles och Chisholms metoder förefaller vara skilda koncept, kan det visas, att korta stryporgan (strypflänsar, munstycken), där accelerationseffekter dominerar, får identiska uttryck med båda metoderna (bilaga 4).

$$\Delta p = \frac{\Delta p_G}{R_G} + \frac{\Delta p_L}{R_L} = \Delta p_G \cdot \phi_G^2$$

där

$$\phi_G^2 = \frac{1}{R_G} + \frac{\Delta p_L}{\Delta p_G R_L} = \frac{1}{R_G} + \frac{X^2}{R_L}$$

Den modell som ligger till grund för detta resultat (25), innehåller ett implicit R_G -beroende enligt

$$R_G = \frac{Z}{X+Z}$$

Heckle menar emellertid, att hålrumsfractionen skall framräknas ur en korrelation för rörströmning $(R_G)_{\text{rör}}$ (ex. Lockhart-Martinelli eller Hughmark (29)). Det funktionella sambandet för rör enligt en separatmodell är

$$\frac{1}{(R_L)_{\text{rör}}^2} = (\phi_L)_{\text{rör}}^2$$

vilket stämmer väl med empiriska resultat (ex L-M). Om ϕ_L beräknas enligt L-M-Chisholm (dvs $C = 20$) erhålles $(R_G)_{\text{rör}}$ enligt fig 20, vilket förfarande Heckle själv använder för lägre X -värden. X antar samma värde för strypfläns och skrovligt rör. Chisholms analys ger för några olika Z (och C) implicita R_G -värden enligt samma figur. Inget Z -värde ger god överensstämmelse mellan metoderna över ett längre X -intervall. Det kan visas att $(R_G)_{\text{rör}}$ - enligt L-M-Chisholm - går mot det implicita R_G med $Z = 1$ ($C = 2$) för små X . För större X kan överensstämmelse endast erhållas om Z (och C) ej är konstant utan får öka med X , vilket strider mot chisholms erfarenheter. Det av Chisholm rekommenderade värdet för Z är 5.1. Motsvarande $(R_G)_{\text{rör}}$, erhålles endast för $X \approx 3$. Översatt till ϕ_G fås samma bild av jämförelsen mellan metoderna (fig 21). Metoderna beskriver respektive författares försöksmaterial, som inte till någon del är gemensamt, helt tillfredsställande. Ändå är avvikelserna mellan metoderna som mest ca 35% (vid $X = 0.2-0.3$). En annan uppskattningsmetod för $(R_G)_{\text{rör}}$ - Heckle använde t ex gärna Hughmarks metod för större X - ger självfallet en något annorlunda ϕ_G -funktion. Ytterligare analys av "strypflänsfallet" göres dock ej här.

Den relativt utförliga behandlingen av teorier för stryporgan, beror på att den här undersökta plattan med sina upprepade stora växlingar i kanalens tvärsnittsyta - minsta ytan är drygt hälften av den största (bilaga 1) - bör kunna ses som ett utdraget stryporgan med multipla förstryppningar av munstycks- eller strypflänskaraktär. Då Heckles metod uttalat bygger på att tvåfasströmningen först utbildas i en rörliknande anloppssträcka, där ett visst R_G -värde antas gälla, och detta värde sedan tänkes råda genom hela stryporganet, bedömdes den ha sämre förutsättningar än Chisholms metod att uppskatta tryckgradienten i plattkanalen. Konstanten C

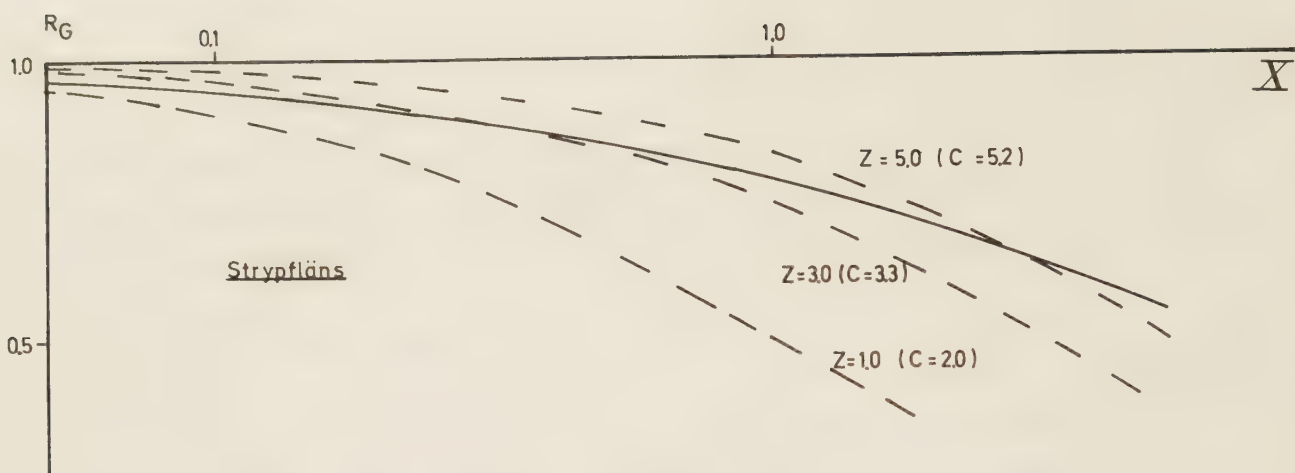


Fig 20. Hålrumsfraktionen enligt Heckle (heldragen linje) och Chisholm

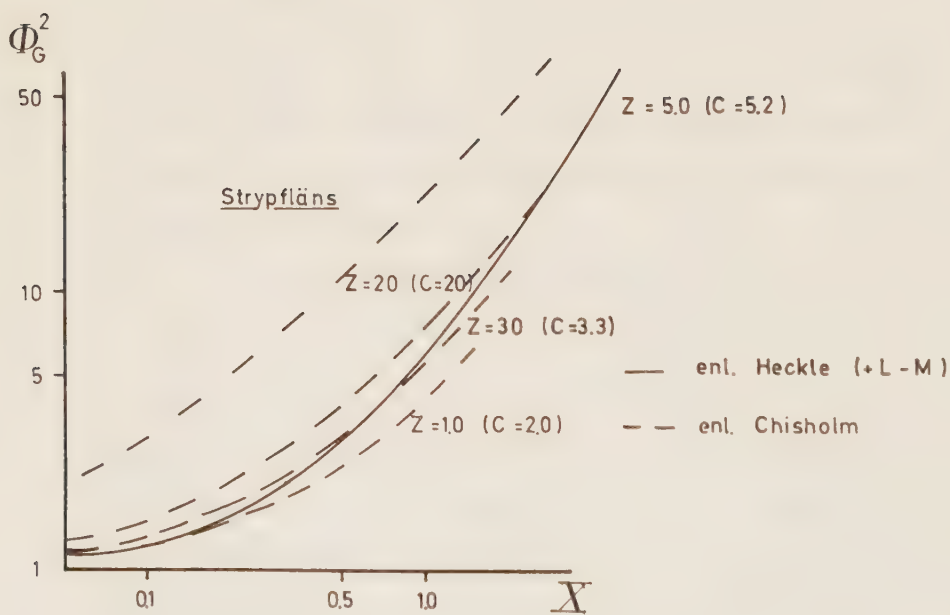


Fig 21. Tvåfasmultiplikatorn enligt Heckle (heldragen linje) och Chisholm

i Chisholm måste under alla förhållanden fastläggas empiriskt. Visar försöksdata att C måste vara en växande funktion av X, är troligtvis Heckle ändå att föredraga.

Då försöksdata gällande tryckfall endast föreligger för hela sektioner av plattkanalen med samtidig värmeöverföring, och förångning (och tryckfall) gradvis ändrar förhållandena utmed plattkanalen, är en numerisk integration av teoretiska tryckgradienten nödvändig för en adekvat jämförelse med försöksdata och för bestämning av optimalt C. Endast temperaturprofildata (vatten) har behandlats av skäl som anges i nästa avsnitt. Den lokala gradienten har beräknats och den numeriska integrationen har utförts till linjen genom punkt 6-7 med hjälp av ett datorprogram PLATESIM 2. Emellertid har tryckfallet i halsen (från 6-7 till porten) hanterats separat, då kritisk strömning kan antas råda i vissa fall och kanalen här är i det närmaste adiabatisk.

Kritisk strömning vid tvåfasmedier är mer odefinierad än vid enfasmedier och mera komplex att uppskatta åtminstone vid lägre ånghalter och högre tryck (30). Vid adiabatisk, reversibel expansion gäller för kriticitet (31, 32)

$$G_{\text{krit}}^2 = - \left(\frac{\partial p}{\partial v_i} \right)_s$$

Då enligt tidigare

$$v_i = \frac{x^2 v_G}{R_G} + \frac{(1-x)^2 v_L}{R_L}$$

är derivatan i det generella fallet ej trivial. Ånghalten brukar beräknas under förutsättning av termodynamisk jämvikt utmed kanalen, vilket kan ifrågasättas. R_G tas ofta från en traditionell korrelation (ex L-M), vars giltighet är diskutabel vid dessa stora tryckgradienter. Om kriticiteten beror på hög ånghalt och lågt tryck snarare än stort massflöde, kan följande förenkling göras:

$$\left(\frac{\partial v_i}{\partial p} \right)_s \approx \frac{x^2}{R_G} \frac{dv_G}{dp}$$

ty

$$\left(\frac{\partial x}{\partial p}\right)_s \approx 0; \quad \left(\frac{\partial R_G}{\partial p}\right)_s \approx 0$$

$$\left(\frac{\partial \left(\frac{(1-x)^2 v_L}{R_L}\right)}{\partial p}\right)_s \approx 0 \quad \text{samtidigt} \quad R_G \approx 1$$

Alltså gäller

$$G_{\text{krit}}^2 = - \frac{1}{x^2} \frac{dp}{dv_G}$$

Med kännedom om tvärsnittsarean i den trånga sektionen i halsen kan $G_{\text{trång}}$ och därmed $(G_{\text{trång}})_{\text{krit}}$ och p_{krit} beräknas.

Vid subkritiska förhållanden kan halsen behandlas helt analogt med den övriga plattkanalen, men när kriticitet uppstår under expansionen beräknas tryckfallet i halsen med p_{krit} som skenbart mottryck medan fortsatt expansion antas ske fritt ut i porten. Tryckfallet i halsen beräknas med datorprogrammet EXIT.

6.1.2 Datorsimulering

Vid kokande tvåfasströmning med värmeförlust förorsakad av en drivande temperaturdifferens från ett värmande medium är kopplingen mellan värmeöverföring och tryckgradient i kokkanalen väsentlig för funktionen av systemet. Total datorsimulering av plattindunstaren skulle då innehålla rutiner för samtidig beräkning av lokalt värmegenomgångstal och motsvarande tryckgradient, jämte rutiner för mass- och energibalanser, fysikaliska data samt numerisk integrering. Här har emellertid eftersträfvats en enklare men stramare simulering av huvudfenomenen var för sig utifrån en experimentellt bestämd temperaturprofil i kanalen. En tryckgradient - om mätning råder - kan visserligen erhållas direkt ur experimenten, men så har ej skett här.

I datorprogrammet PLATESIM 2 (se bilaga 3) har plattkanalen indelats i 4 huvudsegment, vars gränser definieras av horisontella linjer genom de parvisa temperaturmätställena. Varje huvudsegment har indelats i 3 undersegment. För beräkning av lokal ånghalt har antagits att det lokala k-

värdet är konstant och lika med k_m . Den experimentella temperaturprofilen har också utnyttjats för beräkning av lokala, fysikaliska data. För enkelhets skull har ånghalt och fysikaliska data getts en linjär variation mellan undersegmenten i ett huvudsegment. Varje undersegment kan då ses som ett adiabatiskt stryporgan, där tryckfallsberäkningen baseras på utgående ånghalt och specifik volym. Som nämnts tidigare har gravimetiskt tryckfall ej medtagits.

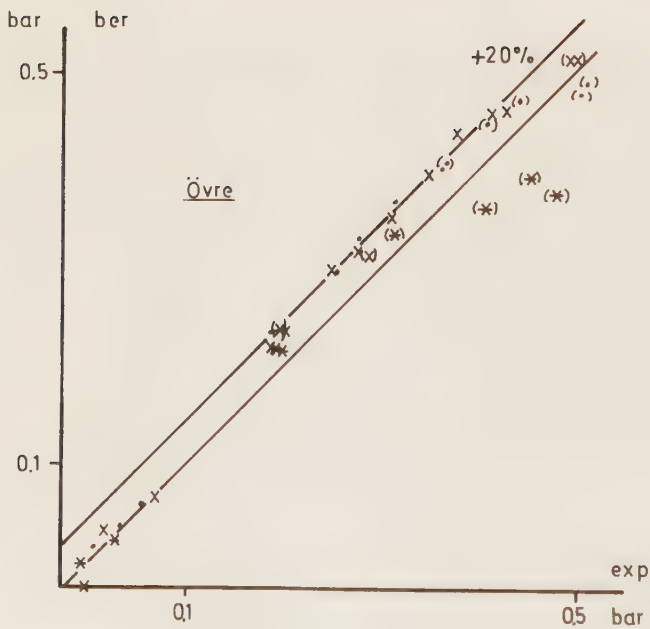
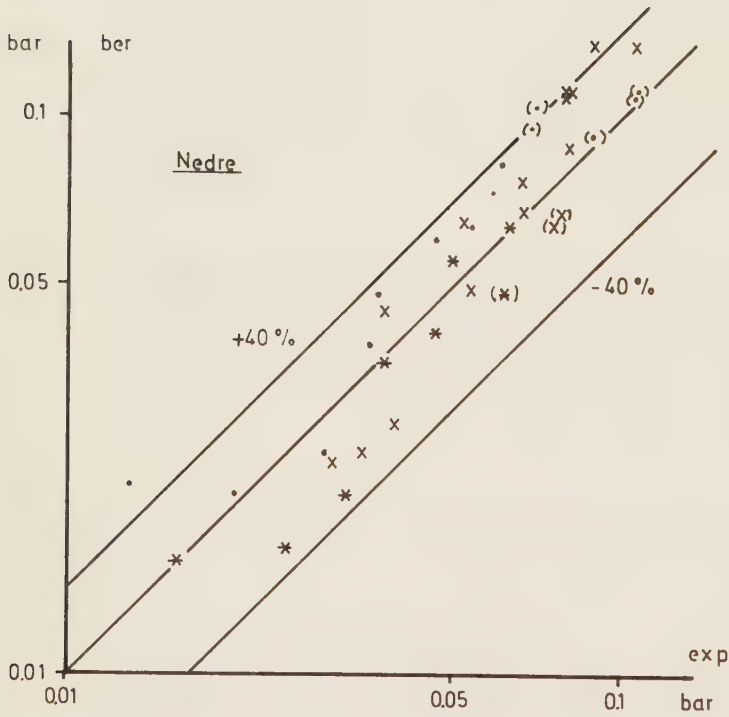
För beräkning av Martinelli-parametern X har Δp_L och Δp_G uppskattats på basis av gällande regim (Re-område) vid enfasströmning. Härvid har den lilla approximationen gjorts, att Δp_L helt har hänförs till det lägre Re-området och Δp_G helt till det högre. Resultatet blir

$$X = \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_G} \right)^{0.5} = 1.09 m^{0.04} \frac{(1-x)^{0.91}}{x^{0.95}} \frac{\mu_L^{0.09}}{\mu_G^{0.05}} \left(\frac{v_L}{v_G} \right)^{0.5}$$

Det har då antagits att sambanden för hela plattkanalen kan utnyttjas för härledning av uttrycket ovan. Medan det ansetts konsekvent att utnyttja tillverkarens korrelation för både Δp_L och Δp_G ovan, har Δp_G annars beräknats med den egna korrelationen (se 6.1).

Den numeriska integrationen har genomförts i två etapper motsvarande nedre (punkt 2-3) respektive övre (punkt 6-2) tryckuttag.

Simuleringen har gjorts med olika värden hos konstanten C . God överensstämmelse med experimentella data erhöles med värdet 5, vilket styrker analogin med strypflänsen. Resultatet framgår av fig 22 och 23. Spridningen i nedre delen är relativt sett ganska stor (92% inom -40- +40%) och slumpmässig med tendens till större samling mot ca +30% för högre värden. Övre delen visar på liten slumpmässig spridning med en systematisk avvikelse på ca 20% för medelhöga och höga värden. Visserligen ger lägre värde hos C mindre systematisk avvikelse för högre värden, men på bekostnad av väsentlig underskattning vid lägre värden. Dessa båda effekter är mest uttalade i den nedre delen. Således skulle ett variabelt C , vilket Heckle implicit förfäktar, vara att föredra, även om skillnaden ej är dramatisk. Inverkan av massflöde har omhändertagits väl av modellen. Vid försök där vätningskris (se 5.2.4) sannolikt har uppstått, förskjutes värmeöverföringen och därmed förångningen nedåt i plattkanalen, varvid den använda modellen ej längre gäller. För låga värden erhålles - särskilt i den övre delen, vilket framgår av fig 22 och 23



- x $\dot{m} = 0.012 \text{ kg/s}$
- 0.017
- x 0.024
- () vätningskris

Fig 22-23. Tryckfall enligt Chisholms principer ($C=5$)
Vatten

där försök med vätningskris enligt fig 17 har medtagits men satts inom parentes.

Enfastryckgradienten har baserats på försök med vätska. Expansionsförångning och lokal kompressibilitet har ej beaktats. Antagandet att k_m är konstant innebär en viss överproduktion av ånga nedtill i kanalen, vilket medför förhöjda ånghalter i större delen av kanalen med större tryckfall som följd. Gravimetriska effekter spelar in speciellt i nedre delen och vid låga värden. Dock torde dessa uppgå till maximalt ca 0.01 bar och 0.005 bar i nedre resp övre delen men kan variera starkt beroende på inloppstemperatur, flöde och hetvattentemperatur. Effekterna anses ändå försumbara för helheten, vilket framgår nedan.

I datorprogrammet EXIT (se bilaga 3) beräknas först med en sekantmetod det tryck p_{krit} , som uppfyller villkoret

$$\frac{dp}{dv_G} = - x_{ut}^2 G^2$$

Om $p_{krit} > p_{ut}$ anses kritiska förhållanden råda. Halsen behandlas här som ett adiabatiskt stryporgan analogt med undersegmenten ovan. Dock ersättes p_{ut} av p_{krit} om villkoret ovan är uppfyllt, varvid expansionen från p_{krit} till p_{ut} tänkes ske i övergången till porten. Analys visar att Δp_{hals} ej är särskilt känslig för precisionen i uppskattningen av p_{krit} . Expansionsförångning från inlopp till utlopp har medtagits i x_{ut} .

Simuleringar har gjorts med olika värden hos C. Trots en viss skillnad i geometri erhöles god anslutning till experimentella data även här med värdet 5. Resultatet visas i fig 24. Kritisk strömning har markerats särskilt. Den slumpmässiga spridningen är liten. "Kritiska" punkter ansluter väl till övriga. Den systematiska avvikelserna når även här ca +20%, vilket på sätt och vis motsäger förklaringen, att för höga x-värden har stört i simuleringen av själva plattkanalen ovan.

Summeras tryckfallen i plattkanalen och halsen erhålles resultatet i fig 25. Den slumpmässiga spridningen är liten och trots det stora tryckfallsintervallet - en 10-potens - är den systematiska avvikelserna endast -10 - +20% - stigande i intervallet. Om det antages, att det gravimetriska tryckfallet är konstant ca 0.015 bar vid små och medelstora belastningar, reduceras den sjunkande trenden vid lägre värden till ca hälften.

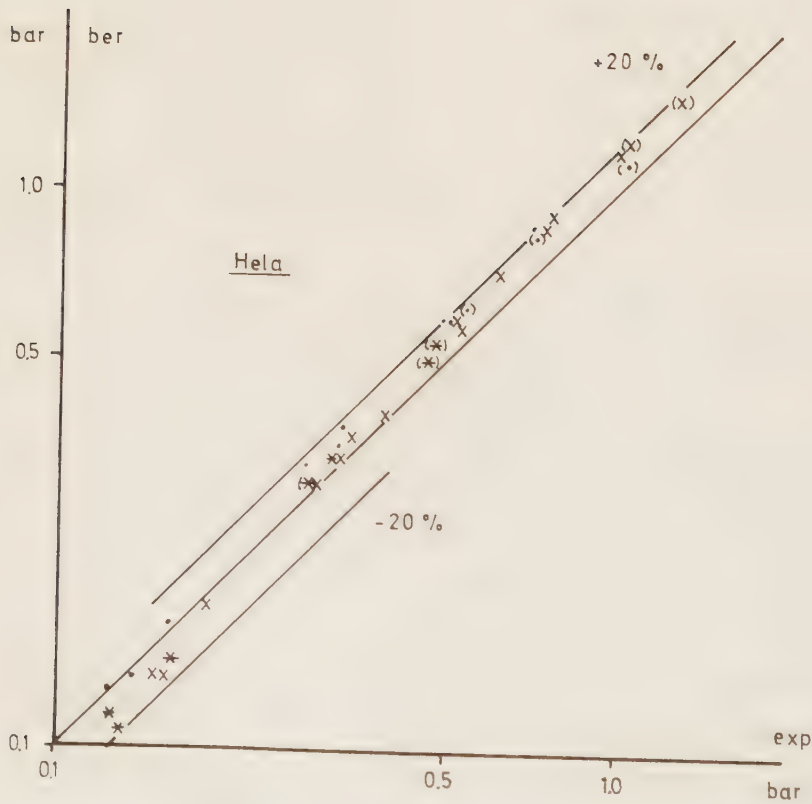
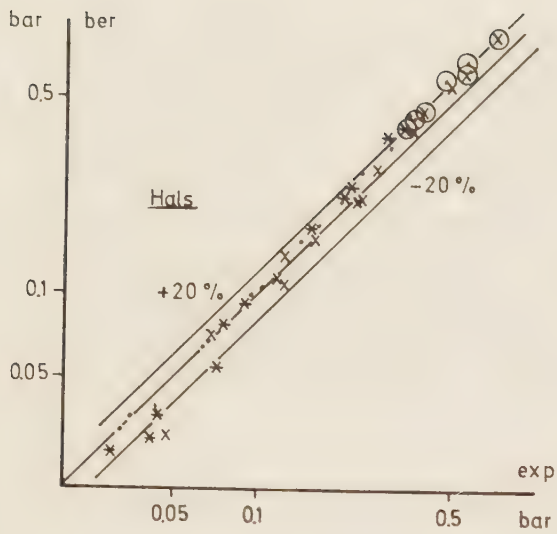


Fig 24-25. Tryckfall enligt Cholsholms principer ($C=5$)
Vatten

Symboler: Se fig 22-23

Giltigheten av denna tryckfallsmodell har prövats endast för vatten, men då modellen via Martinelli-parametern X tar hänsyn till både täthets- och viskositetsförändringar är det sannolikt att den beskriver även andra system (inklusive lösningar)(se kap 7).

6.2 Värmeöverföring

6.2.1 Teorier

Värmeöverföring vid enfasströmning i plattkanalen har behandlats i kap 5. Vid värmeöverföring med kokning anses generellt två mekanismer - konvektion och kärnkokning - föreligga parallellt men ej oberoende av varandra.

Den konvektiva mekanismen består i värmetransport från väggen genom en verklig eller fiktiv vätskefilm till en fasgränsyta där förångning sker. Det har visats teoretiskt och experimentellt att denna mekanism relaterats till enfasströmningen (av vätskeandelen ensam) enligt

$$\alpha = \alpha_L \cdot F$$

där tvåfasmultiplikatorn F har följande utseende (ex Guerrieri & Talty (33), Schrock & Grossman (34))

$$F = a \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^b$$

vilket fås ur teori för annulär strömning eller (ex Chen (35)).

$$F = \phi_L^c$$

vilket bl a fås ur analogi med impulstransport. Beträktelsesätten är naturligtvis besläktade emedan $\phi_L = f(X)$. Om $\phi_L = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right)^{0.5}$ gäller för små X (stora x) att

$$\phi_L \approx \frac{1}{X}, \text{ varför } F \approx \left(\frac{1}{X}\right)^c$$

Impulstransportanalogin ger rimligt värde för gränsfallet $x = 0$, vilket den annulära teorin ej ger. Konstanterna a , b och c har fått varierande värden beroende på dataunderlag och eventuellt samspel med kärnkokning.

Kärnkokningen är komplicerad till sin natur och ännu ej klarlagd. Den behandlas utförligt i textböcker (23, 36).

Mekanismen förutsätter att kärnor av gas i håligheter i väggen - aktiva säten - finns, och att dessa kärnor växer genom ångbildning förorsakad av överhettad vätska i gränsskiktet. Sekundäreffekter av själva bubbeltillväxten - ökad omrörning i vätskan kring bubblorna - står för en stor del av "kärnkokningsvärmeöverföringen". För varje hålighetsdiameter finns i princip för givet tryck och given vätska en karakteristisk övertemperatur för kärnbildning hos vätskan i gränsskiktet. Vid industriella värmeutbyten finns normalt ett helt spektrum av diametrar. När den konvektiva mekanismen i sig medför stor värmetransport, minskar överhettningen i gränsskiktet, varvid kärnkokningen helt eller delvis undertryckes. Utvecklade teorier för uppskattning av värmeöverföringen vid kärnkokning bygger på bubgeldynamik. Forster & Zuber (37) har för "pool boiling" erhållit ett samband av Dittus-Boelter-typ

$$Nu = 0.0015 Re^{0.62} Pr_L^{0.33}$$

där karakteristiska storheter - längder och hastighet - definieras m h a teorier för bubgeldynamik. Problemet har nu överförs till en konvektions-effekt, vilket de erhållna exponentvärdena också styrker. Intressant att notera är att värmeöverföringen ej är beroende av blåsornas storlek och att väggens egenskaper ej ingår. Om villkoret för utbredd nukleering vid väggen ej är uppfyllt, vilket kräver en överhettning av ca 10 K (vatten av atmosfärstryck) för aktivering av de vanligast förekommande sätena på en stålvägg, kan enligt ovan F&Z:s teori kanske appliceras på växande bubblor i en kanal och då beskriva den speciella konvektiva effekt som bubbeltillväxten i bulken ger upphov till, och som normal, konvektiv teori ej kan förklara. Emellertid bör koefficient och Re-exponent anta andra värden för detta fall.

Metoder för uppskattning av värmeöverföringstalet vid tvåfasströmning i en slät kanal och som omfattar hela ånghaltsspektrat vid förångning från vätska till höga ånghalter finns det ett antal i litteraturen. Gemensamt är att bubgeldynamiska (värmeflödesberoende) och konvektiva effekter antingen väges samman eller anses råda var för sig med något omslagskriterium. Bland det stora antalet i den förra gruppen märks Dengler & Addoms (38), Schrock & Grossman (34), Shah (39) och Chen (35). I den senare gruppen finns Chawla (40, 41) och Lavin & Young (42).

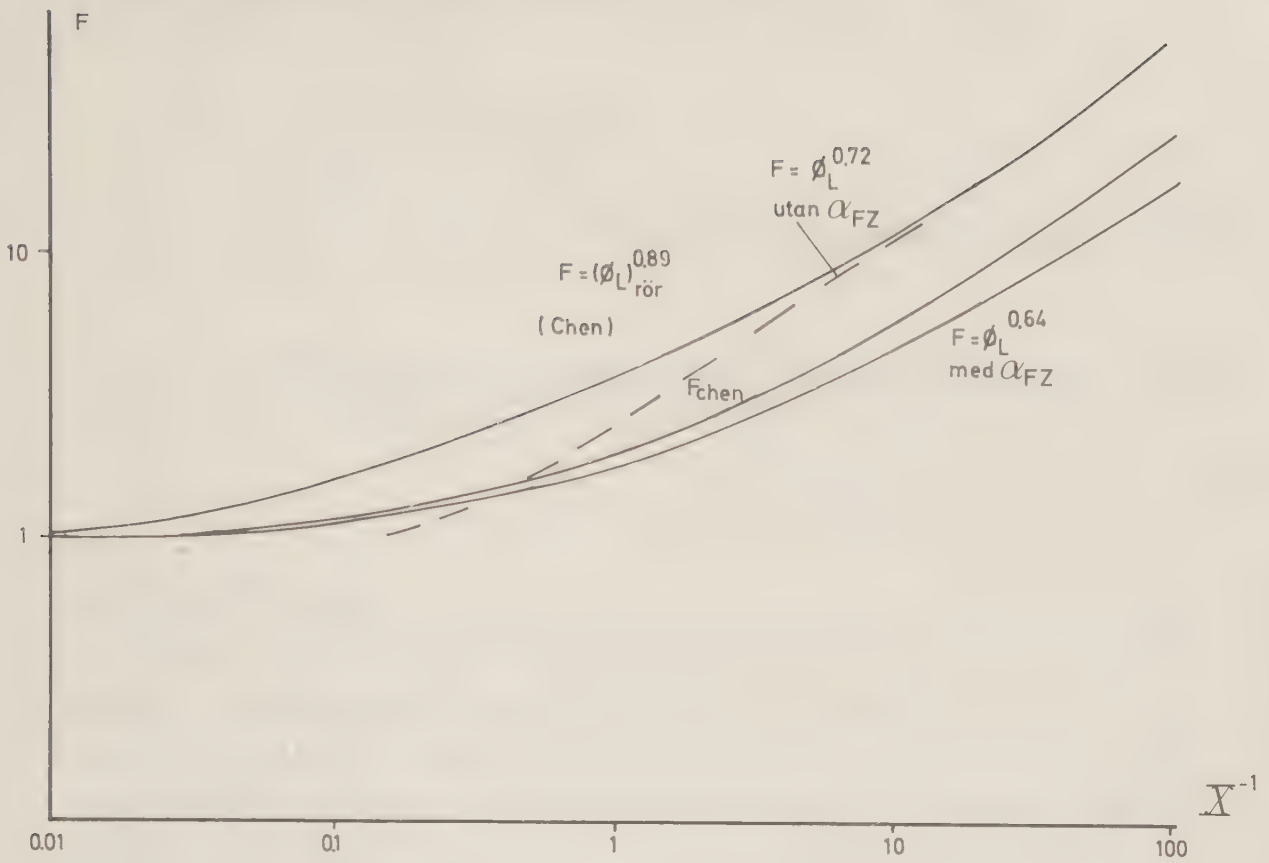


Fig 26. F-funktioner

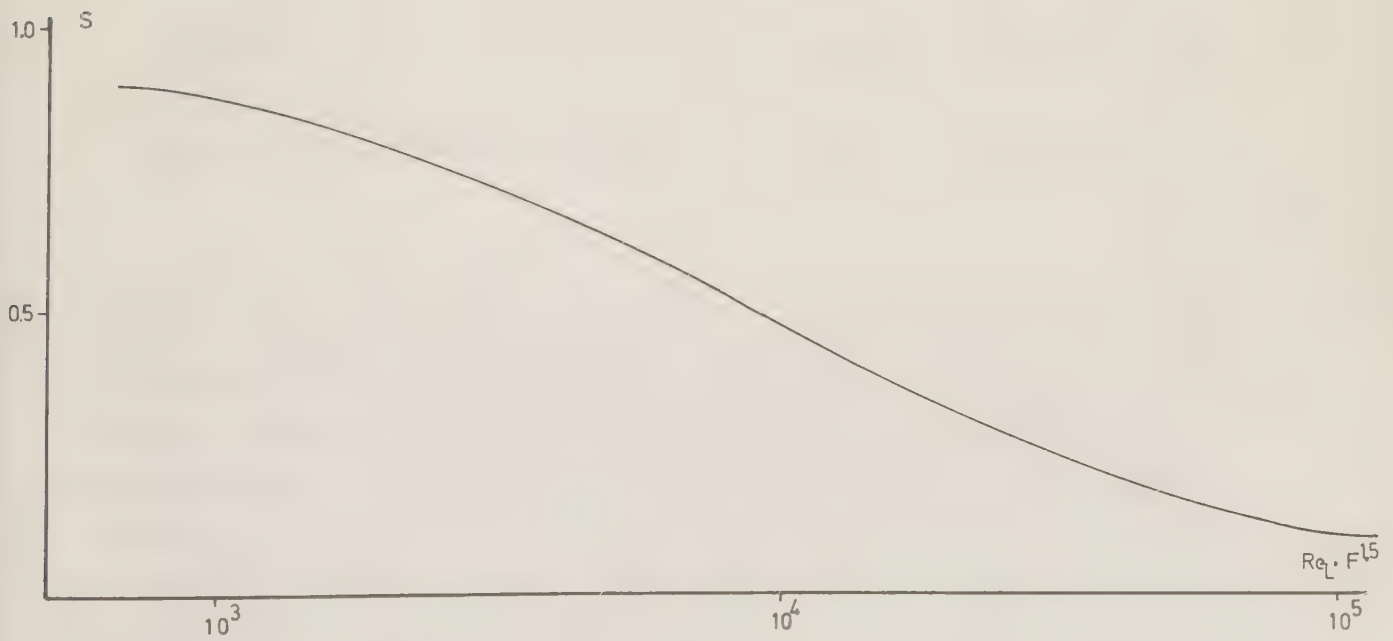


Fig 27. Ny S-funktion

Den mest rekommenderade metoden är sannolikt Chens. Han föreslår att α beräknas enligt

$$\alpha = F \alpha_L + S \alpha_{FZ}$$

där α_{FZ} beräknas enligt Forster & Zuber

$$\alpha_{FZ} = 0.00122 \frac{\lambda_L^{0.79} \cdot c_{pL}^{0.45} \cdot v_G^{0.34}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_L^{0.29} \cdot r^{0.24} \cdot v_L^{0.49}} (t_{\text{vägg}} - t_{\text{mättn}})^{0.24} \cdot ((p_{\text{mättn}})_{\text{vägg}} - p)^{0.75}$$

Bulkvärden avses - till skillnad från F&Z:s egna rekommendationer - där ej "vägg" anges. Med undertryckningsfaktorn S har Chen tagit hänsyn till bulkflödets reducerande inverkan på den effektiva överhettningen jämfört med vid "pool boiling". Förekomsten av ett strömningsgränsskikt vid bulkströmning medför att temperaturgränsskiktet blir avsevärt tunnare - mera vid högre bulkströmningshastigheter - i detta fall. Temperaturgradienten, som vid "pool boiling" är försumbar (37), blir betydande. S har korrelerats till ett tvåfas-Reynoldstal

$$Re = Re_L F^{\frac{1}{0.8}} = Re_L F^{1.25}$$

som är ett mått på strömningsgränsskiktets tjocklek i en slät kanal.

$F = f(X_{tt})$ och $S = f(Re)$ har empiriskt anpassats för bästa α -regression.

Chens metod har genom arbeten av Omhadi et al (43) visat sig användbar även vid spiralvridna tuber och med samma funktionella samband för F och S som vid raka tuber. Viss justering av F -funktionen skulle ge ännu bättre anpassning av deras data. X och α_L kan alltid uppskattas med turbulenta samband för vätskan, vilket styrker påståendet, att ur värmeöverförings-synpunkt vätskefasen måste betraktas som icke-laminär även vid relativt låga Re -tal. Orimligt låga α -värden erhålles annars. För en plattkanal med fiskbensprägling bör tvåfasmultiplikatorn för den konvektiva värmeöverföringen F uppvisa ett annorlunda funktionellt beroende av X . Enligt Chen är F och ϕ relaterade till varandra och sambandet lyder

$$F = \phi_L^{0.89}$$

I fig 26 är denna funktion jämfört med hans empiriska regression återgiven. För höga X-värden är avvikelserna relativt stora. Vid regressionen har samspelen mellan kärnkokningen och den ävenledes empiriskt framtagna S-funktionen spelat en roll.

Det är välkänt att analogi mellan impuls- och värmetransport ej kan appliceras på en kanal med stort formmotstånd (ex plattvärmeväxlare med prägla ytor). Därför kan Δp_L och α_L (respektive Δp_G och α_G) ej erhållas ur varandra. För släta kanaler gäller enligt Chen

$$\left(\frac{Re}{Re_L}\right)^{1.8} = \frac{\Delta p}{\Delta p_L}$$

För plattvärmeväxlaren på motsvarande sätt gäller

$$\left(\frac{Re}{Re_L}\right)^{1.9} = \frac{\Delta p}{\Delta p_L}$$

Antag att $\frac{\Delta p}{\Delta p_L} \approx \left(\frac{\Delta p}{\Delta p_L}\right)_{\text{film}}$ där Δp_{film} och $(\Delta p_L)_{\text{film}}$ är den del av tryckfallet, som kan hänföras till filmmotståndet vid väggen!

Om tvåfas-Re-talet för plattkanalen definieras $Re = Re_L F^{\frac{1}{0.667}} = Re_L F^{1.5}$, erhålles

$$F = \left(\frac{Re}{Re_L}\right)^{0.667} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta p_L}\right)^{0.35} = \phi_L^{0.70}$$

$$\text{med } \phi_L = (1 + 5/X + 1/X^2)^{0.5}$$

Eventuell förekomst av kärnkokning - trots reservationer ovan - bör rimligtvis kunna beskrivas på samma sätt som vid släta kanaler. Enligt F&Z och Chen är bubbeltillväxten beroende av temperaturen i gränsskiktet. Den ursprungliga S-funktionen korrelerade Chen till det tvåfas-Re-tal, som definierats för släta kanaler. Strömningsgränsskiktet och därmed temperaturgränsskiktet blir tunnare i en kanal med turbulenspromotorer vid lika, nominella Re-tal. Om det antas, att lika α -värden i bägge kanaltyperna indikerar samma tjocklek på temperaturgränsskiktet (eller identiska temperaturprofiler), kan den ursprungliga S-funktionen modifieras. För plattkanalen gäller för lika α -värde som i en slät kanal

$$Re = 0.0155 Re_{rör}^{1.2}$$

Den nya S-funktionen finns i fig 27.

Om Chens koncept fungerar och övriga antaganden håller, skall de nya F- och S-funktionerna insatta i $\alpha = F \alpha_L + S \alpha_{FZ}$ ge en god uppskattning av de experimentella värdena.

Då lokala α -värden ej kan erhållas ur försöken, och dessa värden varierar starkt längs kanalen, är det nödvändigt att tillgripa ett integrationsförfarande. Teoretiska värmeeffektvärden erhålles då om temperaturprofilen är känd, varför endast temperaturprofildata nu kan komma i fråga. Jämförelse med motsvarande experimentella värden kan nu ske. Beräkningar har gjorts med datorprogrammet PLATESIM 1.

Det är ett välkänt och välundersökt fenomen vid tvåfasströmning i tuber, att den annulära filmen kan spricka upp intermittent och i svårare fall helt upphöra, vilket resulterar i en drastisk minskning av värmeöverföringstalet. Denna "vätningskris" är i tubfallet svår att exakt förutsäga. Inloppsförhållanden, och annat som påverkar medryckningen i gasfasen av vätskedroppar, inverkar. Dengler & Addoms (38) har konstaterat vätningskris i sina försök vid $0.6 < x < 0.8$ (beroende på massflöde och tryck, Chen har i sin databas ej medtagit $x > 0.7$). Det har vid försök med spiral-lindade tuber (43) eller spiralkorrugerade tuber (44) framkommit, att vätningskris kan bibehållas till $x > 0.9$. Det kunde förväntas att vätningskrisen vid präglande plattor också kan uppskjutas något, men rimligtvis också bli diffusare då medryckta droppar lätt kan deponeras på nytt. Det kriterium som framtagits m h a fig 17 tyder på att påtaglig vätningskris för vatten inträffar vid $x \approx 0.7$ oberoende av massflöde. Baksidan av vällorna är de mest utsatta ställena. Vid indunstning är även sådan lokal filmutarmning förödande ur inkrusteringsynpunkt. Egna försök med känsliga produkter har visat på denna svaghet (bilaga 7).

6.2.2 Datorsimulering

Simulering av tryckfall och värmeöverföring har, som tidigare nämnts, företagits var för sig. Härvid har de experimentellt framtagna temperaturprofilerna på kok- och hetvattensidan varit gemensam utgångspunkt. Datorprogrammet PLATESIM 1 har tidigare utnyttjats för bestämning av "vägt" värmegenomgångstal k_m ur de båda experimentella profilerna. Detta program innehåller

även rutiner för uppskattning av lokalt värmeöverföringstal och för numerisk integration enligt de principer som behandlats i samband med tryckfallssimuleringen. Ånghaltsprofilen beräknas nu m h a de uppskattade, lokala (och varierande) värmeöverföringstalen. Simuleringen har genomförts på basis av lika utgående ånghalt i modell och experiment. Värmeöverföringstalet är start beroende av ånghalt, varför ofrånkomliga fel i α -uppskattningarna i ett visst försök påverkar ånghalterna, som i sin tur påverkar α -uppskattningen. I varje försök tillser en korrektionsfaktor till α -värdet - gemensam för hela kanalen - att ånghalten vid simuleringen blir den avsedda. Korrektionsfaktorn är nu ett mått på uppskattningens resultat i varje enskilt fall. En liten, slumpmässig spridning kring värdet 0 är då önskvärt resultat. Den tidigare "härledda" F-funktionen är ej sankrosant, utan försök gjordes med något avvikande värden hos ϕ -exponenten men även med F-funktioner baserade delvis på annulärteori.

I fig 28 presenteras korrektionsfaktorn som funktion av ånghalten för försök med modifierad S-funktion och bästa, möjliga F-funktion enligt Chens principer. Exponenten har då värdet $2 \cdot 0.32 = 0.64$ (i stället för 0.70) och funktionen $F = \phi_L^{0.64}$ återges grafiskt i fig 26. Differensen mellan den ursprungliga "analogifunktionen" ($F = (1 + 20/X + 1/X^2)^{0.445}$) och denna funktion hänför sig mest till skillnaden i exponentvärde vid lägre X-värden och till konstanten C i ϕ_L vid högre värden. Märkligt nog följer den "empiriska" F-funktionen enligt Chen approximativt $F = (1 + 8/X + 1/X^2)^{0.445}$, varför i så fall differensen mellan slät och "vindlig" kanal nästan helt beror på exponenten (för alla X). Beroende på vissa anomalier beträffande försök med små Δt och $p_{ut} = 1.0$ bar provades simulering med total undertryckning av kärnkokningen. Bäst F-funktionen var då $F = \phi_L^{0.72}$ (fig 26) och korrektionsfaktorn visas i fig 29.

Jämförelse mellan dessa korrelationer visar att båda är tillfredsställande (69% inom $\pm 10\%$, men 81% inom $\pm 12\%$, resp 85% och 88%) men med klart övertag för undertryckt kärnkokning. Försök med vätningsskris enligt fig 17 har satts inom parentes och har ej inkluderats i ovanstående siffror. Dessa försök uppträder mera logiskt i fig 29 än i fig 28. Vätningsskrisen debuterar vid $x = 0.65 - 0.75$ tämligen oberoende av massflöde enligt dessa diagram. Den genomsnittliga temperaturdifferensen mellan vägg och mediets mätningstemperatur har varit maximalt ca 11 K (se 6.2.1) i det nedersta undersegmentet vid simuleringen. Närmare inloppet skulle den lokala differensen vara 2-3 K större utan kärnkokning, varför nukleering vid väggen ej kan uteslutas i mycket kort zon med ringa totalverkan. Analys av lokala,

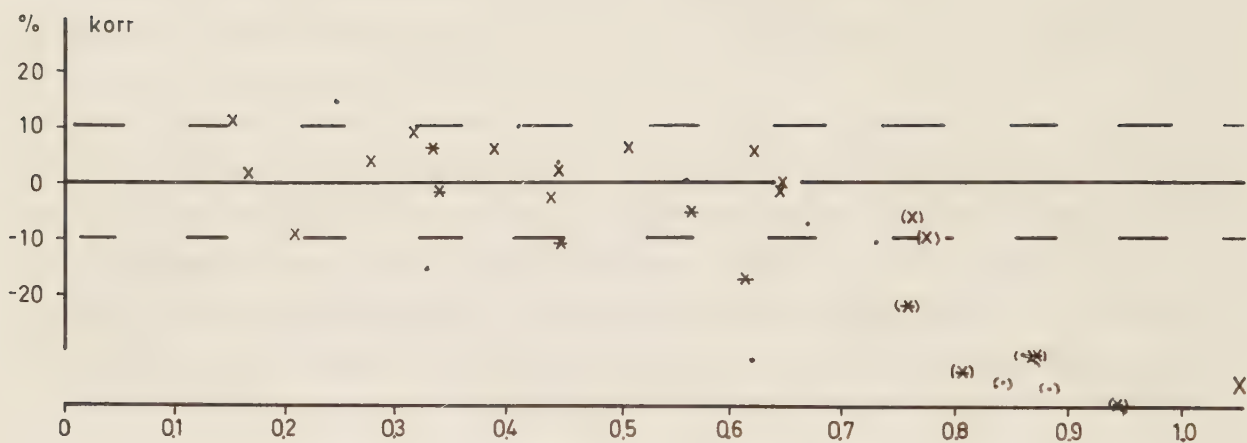


Fig 28. Korrektionsfaktor för värmeöverföringstalet vid $F = \phi^{0.64}$ och S enligt Fig 27. Vatten.
Symboler: Se fig 22-23

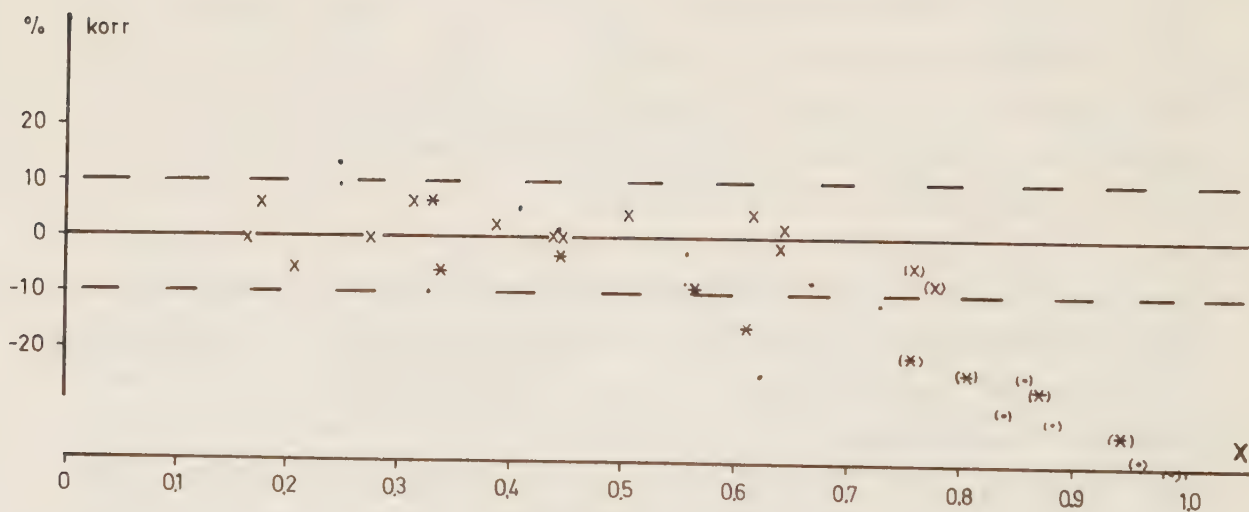
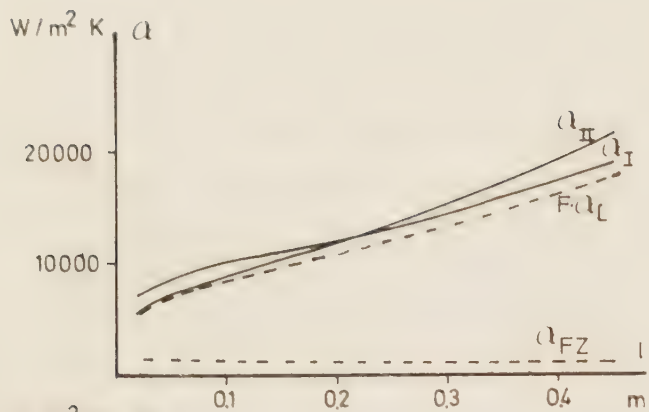


Fig 29. Korrektionsfaktor för värmeöverföringstalet vid $F = \phi^{0.72}$ och $S = 0$ Vatten
Symboler: Se fig 22-23

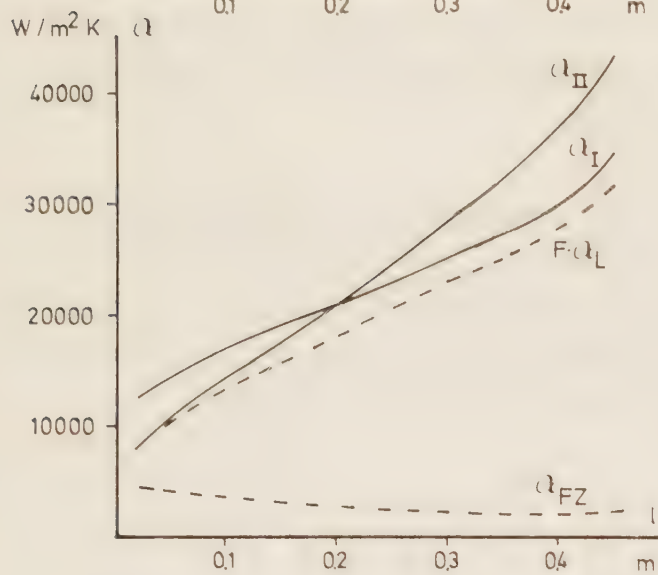
simulerade α -värden i fallet med antagen kärnkokning enligt ovan visar (fig 30) att kärnkokningen ej undertryckes radikalt i övre delen utan ligger kvar på en konstant nivå eller t o m ökar något, vilket beror på den mot utloppet ofta starkt ökande temperaturdifferensen mellan medierna. I förhållandet till fallet utan kärnkokning (fig 30) är α -värdet nedtill högre, om den antagna formen hos F-funktionen skall gälla, varigenom försök med flackare temperaturprofil får för stor värmetransport (negativ korrektion) jämfört med försök med brantare profil. Anomalin hos vissa försök (se ovan) vid antagen kärnkokning kan förklaras på detta sätt. Av fig 30 framgår också att α -värdet nära utloppet kan nå så högt som drygt $40\,000\text{ W/m}^2\text{K}$ utan vätningskris (enligt den sannolikare modellen).

Prov med godtyckliga F-funktioner baserade på annulär teori - d v s i huvudsak rent exponentiellt X-beroende - gav i bästa fall något sämre resultat både med och utan kärnkokningsbidrag.

Det kan således anses styrkt, att Chens korrelation med modifierad F-funktion och utan kärnkokningsbidrag kan användas i en plattkanal med fiskbensmönstrad prägling. Användbarheten för andra medier än vatten har ej provats, men då Martinelli-parametern X är av generell natur, kan det anses troligt att giltigheten går utöver systemet vatten-vattenånga (se kap 7).



Liten värmebelastning



Stor värmebelastning

Fig 30. Lokala värmeöverföringstal från simulering

I $F = \phi^{0.64}$ och S enligt fig 27

II $F = \phi^{0.72}$ och $S = 0$

$\dot{m} = 0.025$ kg/s

7. DISKUSSION

7.1 Tvåfasmekanism

Det har hävdats (kap 2), att tvåfasströmningen i plattkanalen är en typ av dimströmning (diskontinuerlig vätning) med pseudohomogena egenskaper. Det är välkänt att medryckning av vätskedroppar i gasfasen förekommer i större eller mindre utsträckning i tuber eller andra släta kanaler. Total medryckning är identiskt med vätningsskris. Mekanismen är komplicerad men har utretts av bl a Hewitt (30) och Hutchinson (45). Dimströmningen, efter det att vätningsskris har inträtt, är vid släta kanaler mycket ogynnsam ur värmeöverföringssynpunkt, men något bättre än vid ren gasströmning. Endast extrema gashastigheter, och sådana råder visserligen i slutet av kanalen vid den aktuella indunstningsprincipen, ger värmeöverföringstal, som närmar sig vad som gäller vid normal indunstning och då endast vid höga viskositeter, som dimströmningen inte är så känslig för. Den långa kanal (praktiska svårigheter) som erfordras ger då avsevärt tryckfall, som medför kritiska strömningsbetingelser i slutet av kanalen och hög temperatur i början av kanalen. Temperaturskillnaden mellan värmemediet och separatorens måste vara så stor, att flereffektsdrift eller ångkompression blir orealistisk. För att principen skall gälla större delen av indunstningsförloppet måste kanaltvårsnittet vara divergerande - stegvis eller kontinuerligt - och drivande temperaturdifferensen i början vara stor.

Översatt till en spaltformig kanal med vellor skulle principen vara lättare att realisera på högre turbulens hos gasfasen. Dock innebär de påtvingade riktningsändringarna i denna kanal, att vätska tenderar att separera från gas analogt med förhållandena i vissa droppavskiljare. Avgörande för vilken mekanism som dominerar är förhållandet mellan gasens medelhastighet i huvudströmningsriktningen och hastighetskomponenter med annan riktning. Det är troligt att avlösningssfenomen på baksidan av vällorna ger betydande virvelbildning i de vakar som uppstår där. Medan framsidan av vällorna kontinuerligt underhålls med vätska från gasströmmen, är det lika sannolikt att vätskeavlösning sker på vellyggarna och medryckning sker. Rimligtvis resulterar denna postulerade mekanism i en betydande relativhastighet mellan faserna.

Analys av den framtagna tryckfallskorrelationen (6.1) ger, att $\Delta p \approx x^2$ för större x ($\phi_G \approx 1$), ej $\Delta p \approx x$ vilket homogen teori innebär. Vidare anger följsamheten även vid lägre x till en separatmodell enligt Chisholm,

att den föreslagna pseudohomogena modellen verkar vara tvivelaktig. Lika- så implicerar den semiempiriska värmeöverföringskorrelationen att värme- transporten sker genom en film, vars motstånd är relaterat till separata gas- och vätskehastigheter. Mycket talar alltså för att tvåfasströmningen till sin huvudkaraktär är separerad.

Produktprov med beläggningsbenägna lösningar visar, att de höga gashastig- hter, som kan uppnås nära utloppet i vissa fall, ej eliminerar risken för beläggningar just här och då företrädesvis på baksidan av vällorna. För- klaringen ligger snarast traditionellt i otillräcklig vätning, kombinerat med stor temperaturdifferens (och hög koncentration), varför den föreslag- na mekanismen, när den är närmast "verkligheten", ej är så gynnsam åtmins- tone inte vid relativt höga x .

7.2 Uppskattningar vid modelllösningar

Inverkan av viskositetshöjande tillsats - i detta fall sucros (kap 5) - och ytspänningsnedsättande tillsats - tensider - har som tidigare nämnts ej varit underlag för de i kap 6 framtagna korrelationerna och ej heller testats med dessa. Kan de semiempiriska modellerna för tryckgradient och värmeöverföringstal baserade på vattenförsök förklara beteendet hos soc- kerlösningförsöken enligt fig 8-9 resp fig 15? Viskositets-, täthets- och konduktivitetsdata introduceras i $X \approx (\mu_L^{0.09} \cdot v_L^{0.5})$ och $\alpha_L \approx (\mu_L^{-0.667} \cdot Pr_L^{0.33} \cdot \lambda)$. $(\Delta p / \Delta L) = f(X, (\Delta p / \Delta L)_G)$ och $F = f(X)$ visar svagt viskositets- beroende men $\alpha \approx \alpha_L$ är starkt viskositets- (och konduktivitets-)beroende. Kopplingen mellan tryckgradient och värmeöverföring i plattkanalen gör att sockertillsatsen för lika, slutlig sekundärångmängd kräver en större förångning i början av kanalen, där koncentrationen är lägre, för att kom- pensera den sämre värmeöverföringen i slutet av kanalen, och detta medför att totaltryckfallet ökar mer än vad annars skulle ha skett. Fysikaliska data svarar för en ökning av gradienten med maximalt 10% medan resten i så fall beror på annan x -profil.

Det konsistenta beteendet hos k_s i fig 15 är svårare att förklara teore- tiskt. Kokpunktsförhöjningen hos lösningen gör, att det effektiva Δt ten- derar att bli mindre för givet Δt_s än vid rent vatten, vilket är synonymt med att större Δt_s (lägre k_s) krävs för given förångning, även om övriga fysikaliska data vore oförändrade. Redan vid en koncentration av 40% (100°C) förutsäges en reduktion av α till 46% p g a ändrade fysikaliska data. Kon-

centrationsoberoendet hos k_s (och Δt_s) vid låga värmebelastningar är svårt att acceptera, emedan nämnda faktorer förutsätter större Δt_s (lägre k_s) med ökande koncentration vid givet $\dot{Q}$. Vid högre $\dot{Q}$ finns en tydlig koncentrationseffekt, men korrelationen skulle förutsäga en betydligt större inverkan.

Det är uppenbart, att inflytandet av viskositet är alltför starkt i modellen, varför utnyttjandet vid högre viskositeter ej rekommenderas. Dock är det ur dimensioneringssynpunkt positivt, att underskattning av värmeövergången sker. Vidare utveckling av α -korrelationen är önskvärd, men bör baseras på differentiella försök för större säkerhet vid bestämningen av lokala α -värdet.

Försök med detergenttillsats (Shell: "Teepol") ger ca 20% högre tryckfall vid alla värmebelastningar utom vid de största då skillnaden minskar. För värmeövergången sammanfaller denna minskade skillnad med en ökning av k_s , i övrigt är k_s lika i båda fallen. De lokala α -värdena måste då vara något högre i fallet med detergent. Tensid tillsatsen medför väsentligt högre hastighet för vätskefasen genom tendens till homogenisering av fluidet medan gashastigheten visserligen sjunker något. Filmtjockleken minskar kraftigt, vilket ger bättre värmeöverföring. Denna mekanism upphör vid högre gashastigheter, men bidrar troligen till totalresultatet i flertalet fall. Tryckfallsmodellen och värmeöverföringsmodellen utan kärnkokning tar inte hänsyn till ytspänningseffekter. Medtages kärnkokningsbidraget fås nedtill en ökning av α -värdet vid sjunkande ytspänning, vilket ökar totaltryckfallet. Sannolikheten för nukleering ökar också. Ytterligare experimentella undersökningar - helst differentiella - kan klarlägga denna parameters roll.

7.3 Produktprov

Utrustningen har både före och efter uppställningen i avdelningens laboratorium utnyttjats för prov med intressanta, svåra produkter huvudsakligen i Alfa-Lavals regi. Dessa prov har ej genomförts på ett vetenskapligt sätt men ger i detta sammanhang dels indikationer på den kommersiella användningen för konceptet, som det utformats här, dels kvalitativ information om processen i kanalen - strömningsbilder i makro- och mikroskala ur erhållet beläggningsmönster. Den senare aspekten kan ge fingervisning om lämpliga modifieringar av plattan.

Undersökta produkter är av biologiskt ursprung, är värmekänsliga och benägna att bilda beläggningar på en värmeyta. Beläggningarna kan vara reversibla, d v s återupplösbara i rent vatten. Proven utformades i regel så att kapaciteten följdes under en längre tid vid konstanta yttre betingelser. Vid provets slut tvättades (vatten utan tillsatser) värmeytorna in situ, varefter inspekterades ytorna m a p beläggningar. I några fall öppnades apparaten utan föregående tvättning för att konstatera förekomst av reversibla beläggningar, som under drift är lika skadliga som irreversibla.

Som framgår av fig 12 är p g a tryckfall i halsen temperaturnivån i större delen av kokkanalen vid lägre värmebelastningar nära värmemediets temperatur även vid låga utloppstryck, vilket verkar försvårande ur beläggnings- och produktkvalitetsynpunkt.

När beläggningar uppkom, var de mest framträdande i de två "döda" zoner, som finns nedtill och upptill bredvid diagonalen mellan inlopp och utlopp. Utmed diagonalen var det ofta påfallande rent. Upptill var beläggningar koncentrerade till baksidan av vellorna.

Försök med förindunstat svålgelatin (s k l:a vatten) med en torrhalt av ca 29% gjordes i industrimiljö.

Betingelser:

Hetvattentemp	132.4 °C
Separatortemp	48.7 °C
Koppling (produkt)	1+1+1+1+5
Flöde	0.0305 kg/s•passage (sista gruppen)

Resultat:

Utgående torrhalt	34.2 %
Max produkt temp	130 °C
Antal passager förvärm	2
Avdunstad vattenmängd	0.032 kg/s
Avdunstad vattenmängd, vattenförsök	0.106 kg/s
Beläggningar (efter tvättning)	Inga

Det kan misstänkas att reversibla beläggningar har bidragit till kapacitetsnedsättningen.

På laboratoriet gjordes försök med fiskprotein. Egna mätutrustningar användes.

Betingelser:

Torrhalt	7.4 %	20.2 %
Hetvattentemperatur	107.2 °C	107.9 °C
Separatortryck	0.151 bar	0.249 bar
Koppling (produkt)	1	(nedåt)
Flöde	0.016 kg/s	0.024 kg/s

Resultat:

Utgående torrhalt	20.2 %	30.3 %
Avdunstad vattenmängd	0.010 kg/s	0.008 kg/s
Avdunstad vattenmängd, vattenförsök	0.012 kg/s	0.013 kg/s
Beläggningar	-	Gelliknande ca 1 dm ² närmast utloppet

Försök med vinbärsjuice gav goda resultat ur kapacitetssynpunkt, men viss smakförsämring noterades, vilken troligen beror på hög temperatur i större delen av kanalen oberoende av separatortryck. Tomatpasta gav problem både med påbränningar (icke-reversibla beläggningar) i de "döda" zonerna och fasthållning av pulpa (fiber) kring stödpunkterna mellan plattorna.

Den övre "döda" zonen är troligen speciellt utsatt för flödespulsationer i den tillhörande passagehalvan. Vid en mindre extrem produkt som olika gelatintyper tycks icke föreligga några problem även vid flera, parallella passager med tillväxande, irreversibla beläggningar.

7.4 Plattkonstruktionen

Utformningen av plattan i en plattvärmväxlare är ett intressant optimeringsproblem. Inom en yttre ram - i regel rektangulär - skall rymmas så mycket aktiv värmeyta som möjligt, samtidigt som portareor är tillräckligt stora för de volymsflöden som kommer i fråga. Erfordras stort kapacitetsintervall -främst varierande antal plattor för en given platttyp måste acceptabla kompromisser kunna göras inom hela intervallet. Bortsett från materialspill vid tillverkningen innebär stora portarier tättnings- och styvhetsproblem i det monterade plattpaketet.

Den undersökta platttypen är konstruerad för enfasströmning av vätska på båda sidor. Nackdelarna med detta vid kokning av vatten/vattenlösningar

vid lägre tryck och - om än i mindre grad - vid värmning med kondenserande ånga har påtalats tidigare. Vid indunstning kan dessa summeras i fallande svårighetsgrad som följer:

1. För liten halsarea
2. För liten portarea för sekundärånga + produkt (särskilt i stora paket)
3. För liten portarea för primärånga
4. Onödigt "svår" passage upptill och osymmetriskt placerat utlopp
5. Onödigt stor portarea för kondensat
6. Onödigt stor portarea för ingående produkt
7. Onödigt rigid konstruktion
8. Stödpunkter kan fungera som fällor för fibrer o d

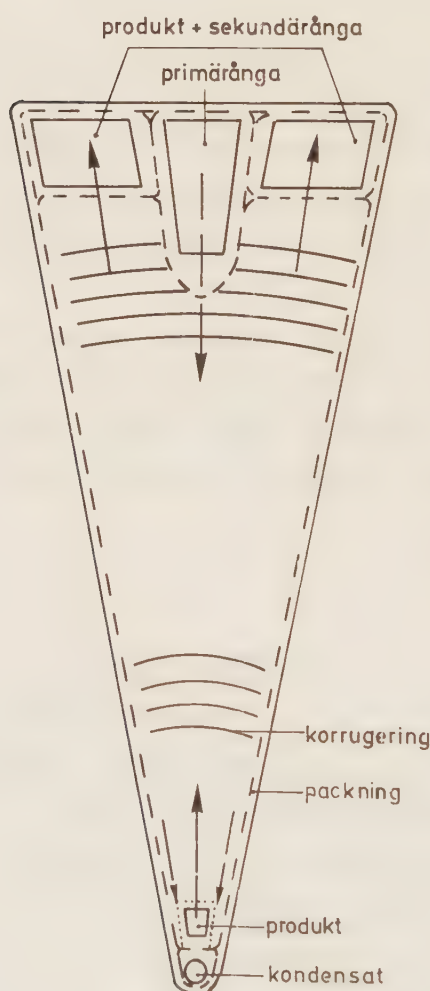


Fig 31. Förslag till ny platta för indunstning

Med bibehållande av konceptet - trång, vindlig kanal - kan samtliga dessa punkter åtgärdas genom en okonventionell utformning av plattan som visas i fig 31. Förslaget får betraktas som en arbetshypotes. Den antydda präglingen är tänkt att vara i princip parallellkorrugerad, så att avståndet mellan plattorna är konstant överallt för lägre tryckfall i likhet med ett vanligt plattvärmväxlarekoncept. Mönstret utgöres dock av ett sektorformat utsnitt av ett system koncentriska cirklar med centrum ungefär i plattans nedersta punkt. Stativ och anslutningar får utformas i enlighet med plattan. Tätning kring portarna bör kunna åstadkommas på traditionellt sätt. Konstruktionen torde ej ge några tillverkningstekniska problem.

7.5 Ytterligare arbete

Trots vissa osäkerheter om det studerade konceptets värde ur indunstnings-synpunkt är fortsatt arbete - men med stor frihet vid utformningen av plattan - av intresse. Härvid måste även hänsyn tas till energisnåla driftsbetingelser.

Oavsett användbarheten vid indunstning av vattenlösningar/emulsioner kan den trånga, vindliga kanalen ge oss ytterligare aspekter på tvåfasströmning i okonventionella sammanhang. Vidare vetenskapligt arbete bör koncentreras på differentiella förlopp för att erhålla lokala värden. Punktvisa förhållanden i denna kanal är mindre känsliga för uppströms skeenden än i en slät kanal, där inloppsförhållanden i kombination med en långsam strävan till hydraulisk jämvikt medför att tillståndet i en punkt aldrig entydigt beror av lokala parametrar (30). Denna omständighet är en betydande experimentell fördel.

BETECKNINGAR

a	tvärsnittsyta	m^2
A	värmeyta	m^2
b	bredd	m
c	koncentration	kg/kg
c_p	värmekapacitet	J/kg K
C	Chisholms parameter	
d	diameter	m
F	tvåfasmultiplikator (värmeöverföring)	
F_p	tryckförlustfaktor	m^{-4}
G	specifikt massflöde	kg/s m^2
k	värmegenomgångstal	W/ m^2 K
l	distans	m
Δl	sträcka	m
$\dot{m}$	massflöde	kg/s
Nu	Nusselts tal	
p	tryck	bar el Pa
Δp	tryckdifferens	bar
Pr	Prandtls tal	
$\dot{Q}$	värmeeffekt	W
r	ångbildningsentalpitet	J/kg
R	fasvolymfraktion	
Re	Reynolds tal	
s	präglingsdjup	m
S	undertryckningsfaktor enligt Chen	
S_R	skjuvkraftskvot enligt Chisholm	
t	temperatur	$^{\circ}C$
Δt	temperaturdifferens	K
u	hastighet	m/s

v	volymitet	m^3/kg
x	ånghalt	kg/kg
X	Martinelliparameter	
Z	parameter enligt Chisholm	
α	värmeöverföringstal	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
δ	vägg tjocklek	m
λ	värmekonduktivitet	W/mK
μ	dynamisk viskositet	$\text{kg}/\text{m s}$
ν	kinematisk viskositet	m^2/s
ξ	motståndskoefficient	
σ	ytspänning	N/m
ϕ^2	tvåfasmultiplikator (tryck)	

Index

ekv	ekvivalent
film	film
FZ	Forster & Zuber
G	gas
h	hydraulisk el homogen
hals	hals
hv	hetvatten
i	impuls
in	inlopp
krit	kritisk
L	vätska
m	medel
mättn	mättning
rör	rör
s	isentropisk el skenbar

spec	specifik
trång	trång
tt	turbulent-turbulent enligt L-M
ut	utlopp
vägg	vägg

LITTERATURFÖRTECKNING

1. Usher, J.D., Chem. Proc. Eng. 46 s 229 (1965)
2. Dummett, G.A. & Griffiths, R.H., Proc. Int. Dairy Congr. 4 s 2126 (1959)
3. Burberry, R.K., Proc. Eng. Heat Transfer Survey 1973 s 16
4. U.S. Patent 3,073,380
5. Bain, K.L., Food Industries of South Africa, juli 1968 s 61
6. Ruth, D., Ind. Eng. Chem. 57 s 47 (1965)
7. Macbeth, R.V., Advances in Chemical Engineering 7 s 207 (1968)
8. McKillop, A.A. & Dunkley, W.L., Ind. Eng. Chem. 52 s 740 (1960)
9. Troupe, R.A., Morgan, J.C. & Prifti, J., Chem. Eng. Progr. 56 s 124 (1960)
10. Marriott, J., Chem. Eng. 78 s 127 (1971)
11. Mollenhauer, J., "Wärmeübergang und Druckverlust in Plattenwärmeaustauschern" Diss. Technische Universität, Berlin U. 67.1555 1967
12. Kullendorff, A., Akad. avh. Chalmers Tekniska Högskola Ny serie 107 (1974)
13. Wilson, E.E., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 37 s 47 (1915)
14. Briggs, D.E. & Konng, E.H., Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. No 92 65 s 35 (1969)
15. Lockhart, R.W. & Martinelli, R.C., Chem. Eng. Progr. 45 s 39 (1949)
16. Smith, V.C. & Troupe, R.A., A.I.Ch.E.J. 11 s 487 (1965)
17. Watson, E.L., McKillop, A.A., Dunkley, W.L. & Perry, R.L., Ind. Eng. Chem. 52 s 733 (1960)
18. Price, A.F. & Fattah, A.-F. M-A. Trans. I. Chem. Eng. 56 s 217 (1978)
19. Wilkinson, W.L., muntlig kommunikation
20. Narasimhamurty, G.S.R. & Vara Prasad, S.S.R.K., Chem. Eng. Sc. 24 s 331 (1969)
21. Boyce, B.E., Collier, J.G. & Levy, J., "Cocurrent Gas-Liquid Flow" Plenum Press 1969
22. Heckle, M., Fortschrittber. der VDI-Zeitschriften, Reihe 3 nr 35 (1970)
23. Collier, J.G., "Convective Boiling and Condensation" McGraw Hill 1972

24. Chisholm, D., Chem. Proc. Eng. 48 s 73 (1967)
25. Chisholm, D., Br. Chem. Eng. 12 s 1368 (1967)
26. Chisholm, D., Int. J. Heat Mass Transfer 10 s 1767 (1967)
27. Chisholm, D. & Laird, A.D.K., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 80 s 276 (1958)
28. Chisholm, D. & Sutherland, L.A., Therm. Dyn. Fluid Mech. Symp. 1969, Proc. Inst. Mech. Engrs 184 s 24 (1969-70)
29. Hughmark, G.A., Chem. Eng. Progr. 58 s 62 (1962)
30. Hewitt, G.F. & Hall-Taylor, N., "Annular Two-phase flow" Pergamon Press 1967
31. Isbin, H.S., Moy, J.E. & da Cruz, A.J.R., A.I.Ch.E.J. 3 s 361 (1957)
32. Fauske, H., "Proc. of the 1961 Heat Transfer and Fluid Mech. Inst" s 79 Stanford University Press
33. Guerrieri, S.A. & Talty, R.D., Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. No 18 52 s 69 (1956)
34. Schrock, V.E. & Grossman, L.M., Nuc. Sc. & Eng. 12 s 474 (1962)
35. Chen, J.C., Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 5 s 322 (1966)
36. Butterworth, D. & Hewitt, G.F., "Two-phase Flow and Heat Transfer" Oxford University Press 1978
37. Forster, H.K. & Zuber, N., A.I.Ch.E.J. 1 s 531 (1955)
38. Dengler, C.E. & Addoms, J.N., Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. No 18 52 s 95 (1956)
39. Shah, M.M., ASHRAE Preprint
40. Chawla, J.M., Kältetechnik - Klimatisierung 19 s 466 (1967)
41. Chawla, J.M., Chemie Ing. Techn. 44 s 118 (1972)
42. Lavin, J.G. & Young, E.H., A.I.Ch.E.J. 11 s 1124 (1965)
43. Owhadi, A., Bell, K.J. & Crain, B., Int. J. Heat Mass Transfer 11 s 1779 (1968)
44. Withers, J.G. & Habdas, E.P., A.I.Ch.E. Symp. Ser. No 138 70
45. Hutchinson, P. & Whalley, P.B., Chem. Eng. Sc. 28 s 974 (1973)

Bilaga 1

Plattkanalens geometri

Plattans präglingdjup (s) $3.17 \cdot 10^{-3}$ m.

Värmeytans totala, projicerade area $0.0983 \text{ m}^2/\text{platta}$.

$$\text{Kanalvolym } 2 \frac{3.12 \cdot 10^{-3}}{2} 0.0983 = 0.312 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Förstoringsfaktor p g a prägling (ξ) 1.214.

Total värmeyta $1.214 \cdot 0.0983 = 0.119 \text{ m}^2/\text{platta}$.

Tvärsnittsarea baserad på kanalvolym (fullbred kanal)

$$a_m = b \cdot 2 \cdot \frac{s}{2} = b s = 0.216 \cdot 3.17 \cdot 10^{-3} = 0.685 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Hydraulisk diameter

$$d_h = \frac{4 b s}{2 \xi b} = \frac{2 s}{\xi} = \frac{2 \cdot 3.12 \cdot 10^{-3}}{1.214} = 5.23 \cdot 10^{-3} \text{ m (Kullendorff anger } 5.28 \cdot 10^{-3} \text{ m)}$$

Alfa-Laval sätter $d_h = 2 s \approx 6.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

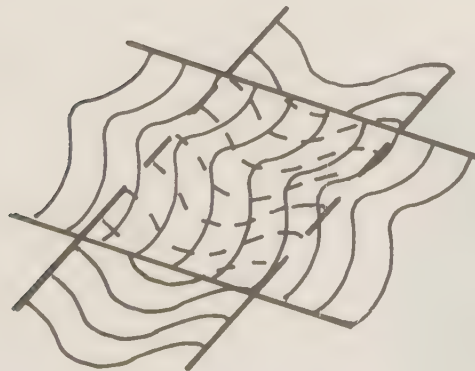
"Mönstercellen" (se fig) har 2 "inlopp" och 2 "utlopp".

Inloppsarean (och utloppsarean)

$$2 \frac{3.12 \cdot 10^{-3} \cdot 0.01 \cdot \frac{2}{\sqrt{3}}}{2} = 3.66 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{cell}$$

Maximal area (i plattans längdriktning)

$$\frac{2 \cdot 3.17 \cdot 10^{-3} \cdot 0.02}{2} = \sqrt{3} \cdot 3.66 \cdot 10^{-5} = 6.34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{cell}$$



"Mönstercell"

Bilaga 2

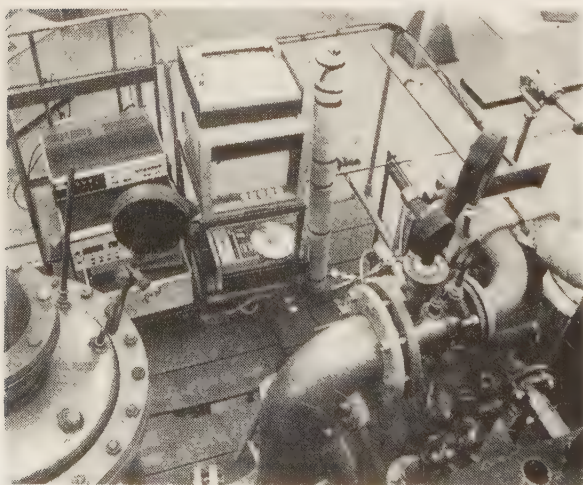
Datainsamlingssystemet

Datainsamlingssystemet (Solartron, Compact 33) var vid undersökningarna utrustat för utdata på hålremsa. Systemet bestod av styrenhet (innehållande elektronisk klocka), digitalvoltmeter, mätpunktsväljare ("scanner") samt hålremsstans. Utrustningen infogad i försöksanläggningen visas nedan (Skrivare ingår ej).

Viktigare data:

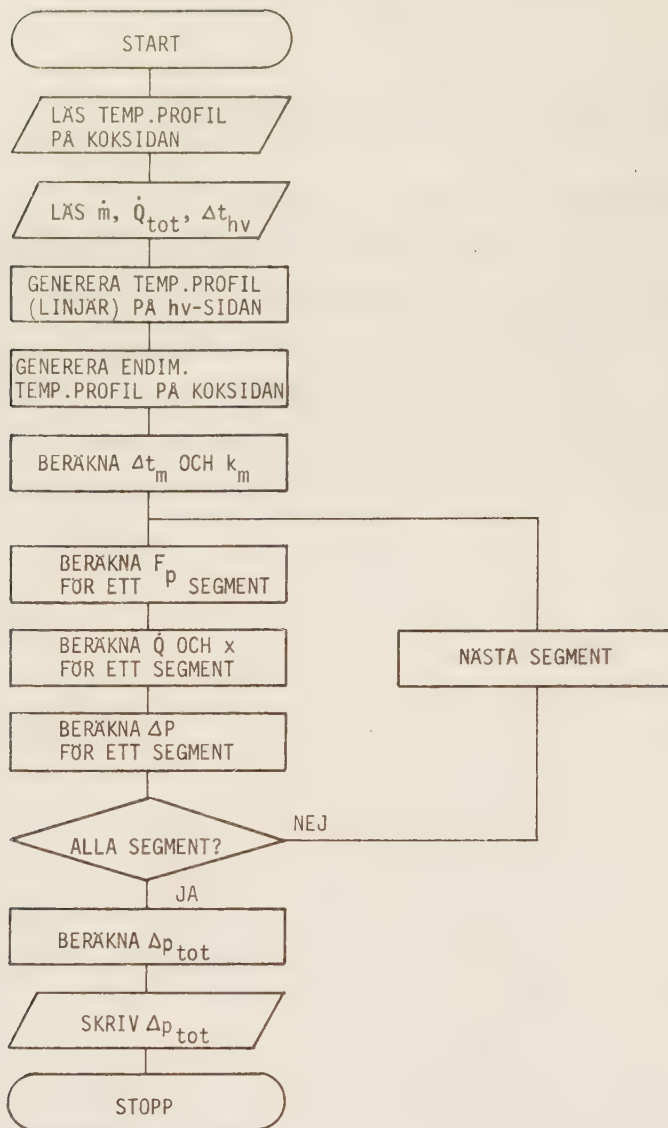
Antal utbyggda kanaler	40
Antal anslutna kanaler	12 ^{*)}
Maximal mätfrekvens (begr upplösn; utan stans)	ca 70 Hz
Praktisk mätfrekvens	ca 6 Hz
Praktisk samplingsfrekvens	ca 0.4 Hz
Upplösning	1 μ V
Noggrannhet	ca 4 μ V
Utdata	kanalnummer, mätvärde (varje mätning), tid (före varje sampling)

^{*)} Dessa kanaler var kopplade för differensmätning mellan varje kanals ingångsspänning och en gemensam referensspänning. Till varje kanal anslöts ett termoelement i försöksanläggningen och som referens anslöts ett termoelement i ett isbad. Termospänning i förhållande till 0°C erhöles då direkt.

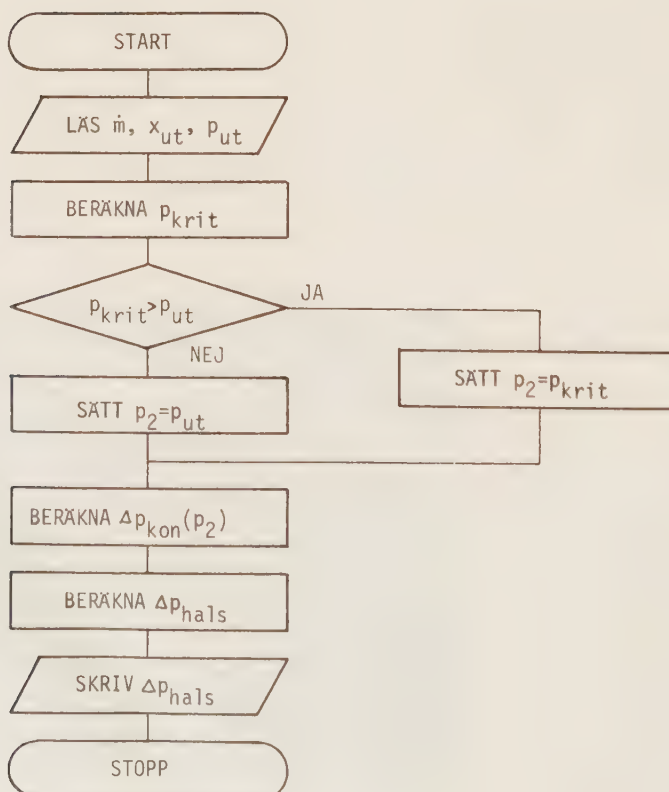


Bearbetning av primärdata från insamlingssystemet

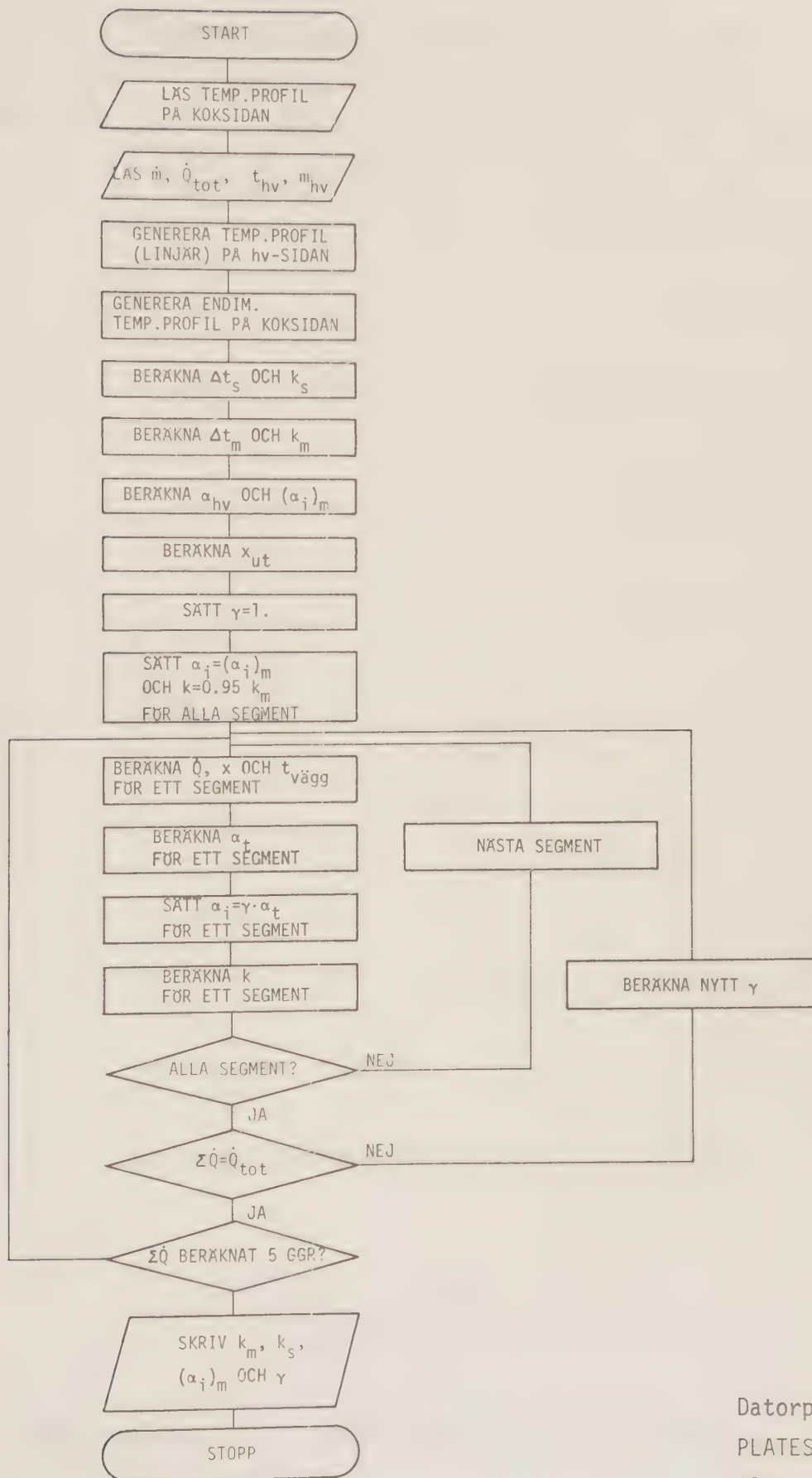
Registrerade termospänningar jämte klockvärden (på hålremsa) inlästes och bearbetades i en UNIVAC 1108 (Lunds Datacentral). Med datorprogrammet REDUC beräknades temperatur ur motsvarande termospänning och med hänsynstagande till individuell systematisk felvisning hos termoelementen (ur kalibrering). De 7-9 samplingar som gjordes vid varje försök reducerades till ett aritmetriskt medelvärde. Vid studium av pulsationer utnyttjades primärdata direkt.



Datorprogrammet
PLATESIM 1
Flödesschema



Datorprogrammet
EXIT
Flödesschema



Bilaga 4

Jämförelse mellan Chisholms och Heckles metoder

Enligt Chisholm (1) gäller

$$\frac{u_G}{u_L} = \frac{x v_G a R_L}{(1-x) v_L a R_G} = \frac{1}{Z} \left(\frac{v_G}{v_L}\right)^{0.5}$$

Härur fås

$$\frac{R_L}{R_G} = \frac{1}{Z} \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{v_L}{v_G}\right)^{0.5} = \frac{x}{Z}$$

$$R_G = \frac{Z}{x+Z} \quad \text{eller} \quad Z = \frac{x R_G}{R_L}$$

$$C = Z + \frac{1}{Z} = \frac{x R_G}{R_L} + \frac{R_L}{x R_G}$$

$$\phi_G^2 = 1 + CX + X^2 = 1 + X^2 \frac{R_G}{R_L} + \frac{R_L}{R_G} + X^2 = \frac{1}{R_G} + \frac{X^2}{R_L}$$

eller

$$\Delta p = \frac{\Delta p_G}{R_G} + \frac{\Delta p_L}{R_L}$$

Enligt Heckle (2) gäller

$$\Delta p = \xi \frac{\dot{m}^2}{a^2} v_{ekv}$$

Med $v_{ekv} = v_i$ (accelerationseffekter dominerar)

fås

$$\Delta p = \xi \frac{\dot{m}^2}{a^2} \left(\frac{x^2 v_G}{R_G} + \frac{(1-x)^2 v_L}{R_L} \right) = \frac{\Delta p_G}{R_G} + \frac{\Delta p_L}{R_L}$$

Metoderna ger samma resultat under dessa förutsättningar.

Beteckningar: Se huvuddel

Litteraturreferenser:

1. Chisholm, D., J. Mech. Eng. Sc. 9 s 72 (1967)
2. Heckle, M., Fortschrittber. der VDI-Zeitschriften, Reihe 3 nr 35 (1970)

